

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Návrh úprav kotle pro ústřední vytápění s ohledem na
minimalizaci emise CO

Modifications of Boilers for Central Heating to Minimize
Emissions of CO

Student:

Bc. Jiří Palička

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Palička**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh úprav kotle pro ústřední vytápění s ohledem na minimalizaci
emise CO
Modifications of Boilers for Central Heating to Minimize Emissions of
CO**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete úpravy zadaného kotle pro ústřední vytápění určeného pro spalování hnědého uhlí s cílem snížení emise CO.

Práce bude obsahovat:

Teoretickou, rešeršní část.

Praktickou část, kde bude zpracován

- základní popis kotle, popis procesu spalování;
- rozvaha k možným opatřením;
- návrh modifikace zařízení;
- základní výpočty relevantní k vybrané modifikaci, metodě snížení emise CO;
- výkresovou dokumentaci navrženého řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

BLEJCHAR, T.: *Návody do cvičení „Modelování proudění“-CFX*. 1. vyd. Ostrava: VŠB, 2009. ISBN 978-80-248-2050-7.

KOLAT, P.: *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1987.

KOLONIČNÝ, J., HORÁK, J., PETRÁNKOVÁ ŠEVČÍKOVÁ, S.: *Kotle malých výkonů na pevná paliva*, Ostrava: VŠB, 2011. ISBN 978-80-248-2542-7.

ČSN EN 303-5. *Kotle pro ústřední vytápění - Část 5*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2013.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

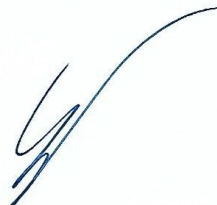
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 14.5.2017


.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 14.5.2017



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Palička

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Spádová 829, 735 81 Bohumín – Šunychl

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PALIČKA, J. *Návrh úprav kotle pro ústřední vytápění s ohledem na minimalizaci emise CO: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 110 s. Vedoucí práce: Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhy na úpravu kotle Hercules U28 firmy Viadrus a.s. pro ústřední vytápění spalující hnědé uhlí s ohledem na snížení emisí CO. Úvodní část práce se zabývá teoretickým rozбором jednotlivých paliv, základními konstrukcemi kotlů včetně způsobů možného spalování paliva. Jsou zde také obecně obsaženy základní výpočetní vztahy z oblasti přenosu tepla a stechiometrie, které jsou nezbytné pro vypracování této diplomové práce. Praktická část zahrnuje popis daného kotle. Zde jsou obsažena jednotlivá měření, analýzy, výpočty včetně navržených konstrukčních úprav kotle. Jednotlivá měření ukazují, že navržené úpravy mají pozitivní vliv na minimalizaci tvorby emisí oxidu uhelnatého.

ANOTATION OF MASTER THESIS

PALIČKA, J. *Modifications of Boilers for Central Heating to Minimize Emissions of CO: master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2017, 110 p. Thesis head: Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

This master thesis resolves the proposals for the modification of the boiler Hercules U28 of Viadrus a.s. for central heating with a view to reducing CO emission. The boiler burns lignite. The first part of the thesis deals with the theoretical analysis of individual fuels, the basic constructions of the boilers, including the ways of possible combustion of fuel. There are also general computational relations in the area of heat transfer and stoichiometry, which are necessary for the elaboration of this master thesis. The practical part includes a description of the boiler. There are the individual measurements, analyses, calculations including the design of boiler modifications. Individual measurements show, that the proposed modifications have a positive effect to minimizing carbon monoxide emission.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	9
1 Úvod.....	12
2 Palivo	13
2.1 Druhy paliva.....	14
2.1.1 Tuhá paliva	14
2.1.2 Plynná paliva.....	16
2.1.3 Kapalná paliva	17
3 Uhlí	18
3.1 Hořlavina.....	20
3.2 Popelovina, popel.....	20
3.3 Obsah vody.....	21
3.4 Obsah síry.....	22
3.5 Spalné teplo, výhřevnost	22
4 Dělení kotlů na pevná paliva dle technologie a způsobu přívodu paliva.....	23
4.1 Kotle s ruční dodávkou paliva.....	23
4.1.1 Prohořivací kotle	24
4.1.2 Odhořivací kotle	25
4.1.3 Zplyňovací kotle	25
4.2 Kotle se samočinnou dodávkou paliva – automatické	26
5 Proces spalování	27
5.1 Výpočet teoretického množství spalovacího vzduchu	29
5.2 Množství spalovacího vzduchu	30
5.3 Výpočet množství spalin, koncentrace složek ve spalinách.....	31
5.4 Stanovení součinitele přebytku vzduchu.....	33
6 Přenos tepla.....	34
6.1 Sdílení tepla vedením (kondukcí)	35
6.1.1 Stacionární vedení tepla.....	35
6.2 Sdílení tepla prouděním (konvekci)	36
6.2.1 Přestup tepla při volném proudění tekutiny	38
6.2.2 Přestup tepla při vynuceném proudění tekutiny	38
6.3 Sdílení tepla zářením.....	40
6.3.1 Základní zákony záření dokonale černého tělesa	41
6.3.2 Záření skutečných těles.....	42
6.3.3 Záření plynů, par a plamene	43
7 Základní popis kotle.....	45
7.1 Konstrukční řešení kotle, popis spalování	47

8	Emise CO	50
9	Původní stav	51
9.1	Počáteční měření kotle	52
9.2	Stechiometrické výpočty	58
9.3	Tepelný výpočet ve spalinové komoře – teplota stěny	62
9.4	Matematická simulace v programu Ansys – CFX	68
9.4.1	Model a síť	68
9.4.2	Vstupy, výstupy – okrajové podmínky	70
9.4.3	Výsledky	71
10	Návrh opatření na snížení CO	74
10.1	Modifikace zařízení	74
10.1.1	Příprava na měření	77
10.1.2	Měření	79
10.2	Stechiometrické výpočty	83
10.3	Tepelný výpočet – teplota terciálního vzduchu	85
10.4	Matematická simulace	90
10.4.1	Model a síť	90
10.4.2	Vstupy, výstupy – okrajové podmínky	92
10.4.3	Výsledky	93
11	Přehled použitých měřících zařízení	97
12	Závěr	99
	PODĚKOVÁNÍ	103
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	104
	SEZNAM OBRÁZKŮ	107
	SEZNAM TABULEK	109
	SEZNAM PŘÍLOH	110

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

CxHy	Uhlovodíky	
ČSN	Česká státní norma	
ELTO	Extra lehký topný olej	
EN	Evropská norma	
EU	Evropská unie	
ISO	International Organization for Standardization	
LPG	Liquid Petroleum Gas	
LTO	Lehký topný olej	
NO _x	Oxidy dusíku	
NP	Normální podmínky	
OGC	Celkový organický uhlík	
PB	Propan - butan	
SK	Spalovací komora	
TUV	Teplá užitková voda	
TZL	Tuhé znečišťující látky	
VOC	Těkavé organické látky	
A	Obsah popeloviny	[%]
A _p	Absorbční součinitel	[1]
CO	Oxid uhelnatý	[1]
CO ₂	Oxid uhličitý	[1]
D	Průměr	[m]
E ₀	Hustota zářivého toku černého tělesa	[W.m ⁻²]
E _{0,φ}	Lambertův zákon	[W.m ⁻²]
E _{0,n}	Hustota zářivého toku ve směru normály	[W.m ⁻²]
F	Korekční součinitel	[1]
H ₂ O	Vodní pára	[1]
K ₀	Konstanta závislá na Reynoldsově kritériu	[1]
L	Charakteristický rozměr	[m]
N	Obsah dusíku	[%]
O ₂	Obsah kyslíku	[%]
P"	Parciální tlak	[Pa]
Q̇	Zářivý tok	[W]
Q̇ _A	Částečně pohlcený zářivý tok	[W]
Q̇ _D	Částečně propuštěný zářivý tok	[W]
Q _i	Výhřevnost	[MJ.kg ⁻¹]
Q _n	Spalné teplo	[MJ.kg ⁻¹]
Q̇ _R	Částečně odražený zářivý tok	[W]
S	Povrch	[m ²]
T	Absolutní teplota	[K]
V	Objem	[m ³]
Ṽ	Objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
V _{sp} ^V	Množství spalin skutečných vlhkých	[m _N ³ · kg _p ⁻¹]

$V_{O_2,t}$	Množství teoretického kyslíku	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
$V_{sp,ef}$	Množství spalín efektivní	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
$V_{sp,t}^s$	Množství spalín teoretických suchých	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
V_{vz}^v	Množství skutečného vlhkého vzduchu	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
V_{vz}^s	Množství skutečného suchého vzduchu	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
$V_{vz,t}^s$	Množství teoretického suchého vzduchu	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$
W	Obsah vody	[%]
c_1	Konstanta Planckova vyzařovacího zákona	$[W \cdot m^{-2}]$
c_2	Konstanta Planckova vyzařovacího zákona	$[m \cdot K]$
c_p	Měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
d_h	Hydraulická průměr	[m]
grad	Gradient	[1]
h	Hořlavina	[1]
h	Planckova konstanta	$[J \cdot s^{-1}]$
l	Délka	[m]
k	Součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
q	Hustota tepelného toku	$[W \cdot m^{-2}]$
\dot{m}	Hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
n	Konstanta	[1]
n	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
t	Teplota	$[^{\circ}C]$
t_a	Teplota měknutí popela	$[^{\circ}C]$
t_b	Teplota tání popela	$[^{\circ}C]$
t_c	Teplota tečení popela	$[^{\circ}C]$
v	Střední rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
w	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
α	Součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
β	Konstanta	[1]
Δ	Rozdíl	[1]
ε	Emisní koeficient	[1]
ε_{CO_2}	Emisní součinitel oxidu dusičitého	[1]
ε_{H_2O}	Emisní součinitel vodní páry	[1]
η	Dynamická viskozita	$[Pa \cdot s^{-1}]$
κ	Adiabatický exponent	[1]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ	Vlnová délka	[m]
ν	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ	Stefan – Boltzmanova konstanta	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$
φ	Úhel osálení	[1]
ω	Koncentrace	[%]
%	Procenta	[1]

Označení kritérií

Ar	Archimedovo kritérium	[1]
Fo	Fourierovo kritérium	[1]
Ga	Galileovo kritérium	[1]
Gr	Grashoffovo kritérium	[1]
Nu	Nusseltovo kritérium	[1]
Pe	Pecletovo kritérium	[1]
Pr	Prandtlovo kritérium	[1]
Re	Reynoldsovo kritérium	[1]

Indexy

d	Sušina
h	Hořlavina
in	Vnitřní
out	Vnější
ohn	Ohniště
max	Maximální hodnota
p	palivo
pl	plamen
prim	primární
r	surový stav
sp	spaliny
st	stěna
sek	sekundární
t	teoretický
tr	trubka
vz	vzduch

1 Úvod

Kotle malých výkonů jsou považovány za základní vybavení rodinných domů. Spektrum užívaných zařízení je široké. V dnešní době jsou velice oblíbené automatické kondenzační plynové kotle a automatické kotle na uhlí. Spousta domácností ovšem disponuje zastaralými kotly na ruční přikládání, které dosahují stáří několika desítek let. Ačkoliv funkčnost těchto zařízení může být i po několika letech výborná, ekologičnost je na mizivé úrovni. Kromě neekologického provozu dochází ve starých kotlích v nejednom případě ke spalování nevhodného paliva (odpady, látky, plasty). Co se týče používaného paliva, v ČR bylo a je jedním z nejvyužívanějších paliv pro kotle malých výkonů pevné palivo. Jedná se především o černé a hnědé uhlí.

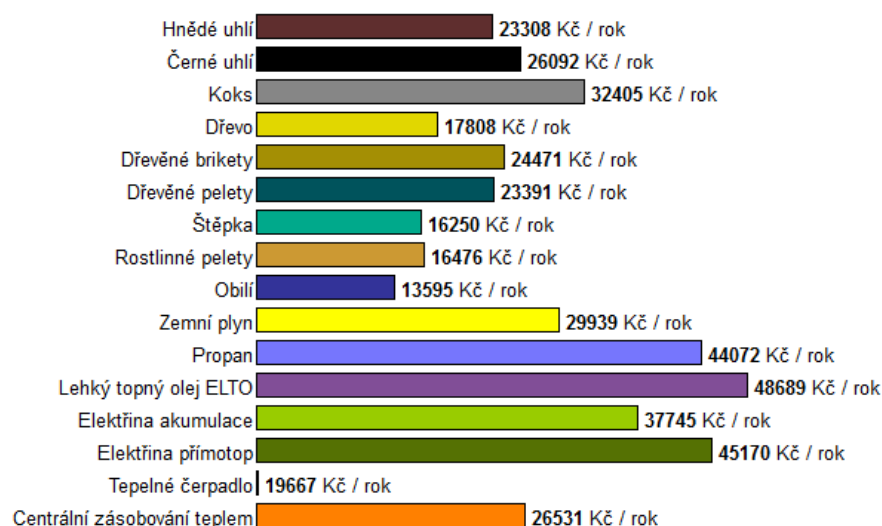
Se snahou zlepšovat životní prostředí došlo taktéž k legislativním změnám. Zákon o ochraně ovzduší č. 201/2012 stanovuje termíny možnosti prodeje a provozování kotlů daných emisních tříd dle ČSN EN 303-5. Od 1.1.2014 došlo k zákazu prodeje kotlů 1. a 2. emisní třídy. Od 1.1.2017 má majitel kotle (do 300 kW) povinnost na vyžádání předložit revizi kotle. Provozovatel, jehož kotel nebude splňovat požadavky, bude sankcionován. Ke dni 1.1.2018 bude zakázán prodej kotlů 3. emisní třídy.

Diplomová práce se zabývá jednotlivými úpravami litinového odhořivacího kotle U28 firmy Viadrus a.s. na ruční přikládání s ohledem na snížení emisí oxidu uhelnatého. Kotel je možno provozovat na černé a hnědé uhlí. V rámci diplomové práce je v kotli spalováno hnědé uhlí. Kotel U28 je certifikován ve třetí emisní třídě. Od 1. ledna 2018 ho tedy nebude možno prodávat. Tato práce má za cíl snížit emise oxidu uhelnatého a dostat ho do vyšší emisní třídy.

Viadrus a.s. má dlouholetou tradici ve slévárenském průmyslu již od roku 1888. Mezi hlavní výrobky se řadí litinové a ocelové kotle na tuhá a plynná paliva, dále litinové radiátory a topenářské příslušenství. Nově sortiment zahrnuje krbová a automatická peletová kamna. Firma, sídlící v Bohumíně, je situována v rozsáhlém komplexu bývalých ŽDB a zaměstnává zhruba 900 pracovníků. Jedná se o jednoho z největších výrobců topenářské techniky v ČR. Díky vlastnímu vývojovému oddělení má firma možnost neustále pracovat na nových produktech.

2 Palivo [1], [2], [3]

Palivo jsou látky, při jejichž oxidaci (chemické reakci) se uvolňuje teplo. U paliv určených pro průmyslové účely jsou kladeny požadavky na požadované množství a kvalitu paliva, nenáročnou přípravu ke spalování, co nejmenší ekologickou a hospodářskou zátěž. S jistotou lze říci, že paliva jsou zcela dominantním zdrojem energie. Pro ČR je pevné palivo jedním ze stěžejních paliv využívaných pro kotle malých výkonů. Hlavními zástupci jsou černé a hnědé uhlí. Dalším důležitým palivem je dřevo. Přelom 20. a 21. století znamenal pro paliva na bázi dřeva (štěpky, brikety a pelety) značný rozvoj. Tento rozvoj je však neustále brzděn rostoucí cenou tohoto paliva. Na obr. č. 2.1 lze vidět porovnání nákladů (platnost cen 1.11.2016) na vytápění jednotlivých druhů energie při spotřebě 65 GJ ročně, což odpovídá typické spotřebě rodinného domu.



Obr. č. 2.1: Porovnání nákladů na vytápění při spotřebě 65 GJ ročně [4]

Každý spalovací proces je doprovázen produkcí řady odpadních látek. Mohou být plynné i tuhé a mnohé z nich jsou považovány za škodliviny. Je nutností, aby byl správný typ paliva využíván v k tomu určeném kotli. V dnešní době se neustále vyvíjí požadavky na kotle, především na zvýšení jejich účinnosti, snížení jejich environmentální zátěže a rozšíření jejich regulační oblasti.

Jedním z nejdůležitějších parametrů charakterizujících palivo je výhřevnost (viz kapitola 3.5). Udává, kolik chemicky vázané energie je obsaženo v hmotové jednotce paliva. Nejčastěji se udává v megajoule na kilogram (MJ/kg) a u plynů v megajoule na metr krychlový (MJ/m³). Případně lze použít jednotku kilowatthodina na metr krychlový (kWh/m³).

2.1 Druhy paliva [2]

Existují různé druhy paliva určené pro různé spalovací zařízení. Vhodné palivo se volí v závislosti na konstrukčních vlastnostech spalovacího zařízení a jeho výkonu. Základní rozdělení paliv je uvedeno v tabulce č. 2.1.

Dělení paliv dle:	
stáří	fosilní (vzniklá ve vzdálenějších geologických obdobích)
	recentní (vznikající v současné době, např. dřevo)
skupenství	tuhá
	kapalná
	plynná
původu	přírodní (např. fosilní, recentní)
	umělá (jako produkt průmyslové technologie, např. svítiplyn)

Tabulka č. 2.1: Základní rozdělení paliv [2]

Nejběžněji se rozlišují paliva dle skupenství. Stejně je tomu tak u spalovacích zařízení. Jedná se tedy o tuhá, kapalná a plynná paliva. V případě vytápění lze použít i jiné zdroje energie, jako jsou například elektrina (kvůli své ceně méně používaná), solární a geotermální zdroje. Dnešní nabídka jednotlivých způsobů vytápění je velice široká. Lze si vybrat vytápění s vysokým uživatelským komfortem, avšak s odpovídající cenou, ale lze si také vybrat levné vytápění, avšak pracné. U každého výběru druhu vytápění je zapotřebí dbát na požadavky legislativy a občanské slušnosti. Pro lepší pochopení problematiky paliv jsou v následujících kapitolách podrobněji rozebrány jednotlivé druhy paliv dělené podle skupenství.

2.1.1 Tuhá paliva [2], [3]

Tuhá paliva jsou nejpoužívanějším zdrojem energie ve všech úrovních. Patří mezi ně dřevo, rašelina, černé a hnědé uhlí, přírodní asphalt, hořlavá břidlice, koks, tuhá paliva, odpadní (TKO, průmyslové odpady) a biomasa. Při hodnocení tuhých paliv lze vycházet ze zjednodušujícího předpokladu, že jsou paliva tvořena z hořlaviny, popeloviny a vody. Touto problematikou se blíže zabývá kapitola č. 3.

Obsah vody v palivu lze poměrně snadno snížit sušením. Vysušení paliva způsobí zvýšení jeho výhřevnosti, což má největší význam u dřeva (viz tabulka č. 2.2).

Původní palivo	Po vysušení
0,3 kg vody	0,1 kg vody
0,2 popeloviny	0,27 popeloviny
0,5 kg hořlaviny	0,63 kg hořlaviny
Celkem 1 kg	Celkem 1 kg

Tabulka č. 2.2: Složení tuhých paliv před a po vysušení [2]

Při spalování paliva s nižším obsahem vody a vyšší výhřevností vzniká méně škodlivin. Velice důležitým parametrem u tuhých paliv je obsah prchavé hořlaviny (V^{daf}). Jedná se o hořlavé plyny, které se uvolňují z paliva při zahřátí na přibližně 850 °C. Obecně platí, že čím více prchavé hořlaviny je obsaženo v palivu, tím snáze se zapaluje. Je tomu tak, protože od hořících plynů se tuhý hořlavý zbytek zapálí poměrně snadno. Čím je palivo geologicky starší, tím obsah prchavé hořlaviny v něm obsažené klesá. Pokud se spaluje uhlí v malých ohništích, hraje obsah prchavé hořlaviny důležitou roli. Přiloží-li se velké množství paliva najednou, budou se v důsledku jeho zahřátí uvolňovat horké hořlavé plyny. Aby vyhořely, potřebují dostatečný čas, teplotu a dostatečný přísun spalovacího vzduchu. Pokud je ohniště malé, plyny z něj rychle vyletí a nestačí dohořet, což má za výsledek hustý kouř (tmavý, silně aromatický). Tento problém lze vyřešit správnou volbou spalovacího zařízení, anebo lze tento problém zmírnit častějším přikládáním. Platí, že čím větší objem ohniště, tím lépe.

Kvalitu a cenu uhlí výrazně ovlivňuje obsah síry. Síra obsažena v palivu se dělí na spalitelnou a nespalitelnou. Větší část síry shoří a dochází ke vzniku oxidu siřičitého, který odchází do ovzduší, část síry však zůstane v popelu. V dnešní době neexistuje způsob, jak efektivně odstranit síru z paliva. Tento problém se řeší pomocí velkých odsiřovacích zařízení, kde dochází k vazbě oxidu siřičitého ze spalin na oxid vápenatý. Jedná se o investičně náročné technologie => vyplatí se pouze u velkých zdrojů. U malých zdrojů je řešení použitím nízkosíratého uhlí. V případě uhlí s vyšším obsahem síry je snaha využít je ve směsi s aditivem, jako tzv. aditivované paliva. Jedná se o technickou úpravu uhlí, která podporuje proces vazby vzniklého oxidu siřičitého na aditivum přimíchané do uhlí. Lze použít mokrou aditivaci uhlí vápenným hydrátem nebo suchou, kdy je do uhlí přimícháván mletý vápenec. Ve fluidních kotlích se plně uplatní

odsiřovací efekt aditivních uhlí. V roštových ohništích není účinnost odsíření příliš velká => méně vhodné fyzikálně-chemické podmínky.

Mezi tuhá paliva patří také biomasa. Jedná se o obnovitelný zdroj energie, který přispívá (pokud je náhradou za fosilní paliva) ke snižování produkce skleníkových plynů. Z hlediska emisí oxidu uhličitého je spalování biomasy neutrální, jelikož vyprodukované množství oxidu uhličitého spalováním biomasy je srovnatelné s množstvím, které rostliny spotřebují při jejich růstu. Jedná se však o zjednodušený výrok, jelikož stromy rostou desítky let, ale dřevo z nich se spálí za chvíli a při spalování navíc vznikají další škodliviny (např. polyaromatické uhlovodíky, dioxiny).

Nemalá pozornost je v poslední době věnována pěstování energetických plodin (s velkým přírůstkem hmoty, které jsou určeny k energetickému využití). Pro spalování v malých zdrojích se bude nejčastěji vyskytovat dřevo a z něho odvozené paliva. Dnes máme k dispozici palivové dřevo, brikety, štěpky a pelety.

2.1.2 Plynná paliva [2]

Plyn je jedno z nejrozšířenějších paliv používaných pro vytápění, ohřev vody nebo k dalším účelům. V oblasti vytápění obytných domů a průmyslových budov je zemní plyn nejrozšířenějším plynným palivem. Česká republika si v letech 1996 – 2006 prošla plynifikací. Rozvoj plynifikace přinesl nárůst spotřeby zemního plynu. A to v souvislosti se zvýšením počtu plynových spotřebičů (hlavně automatických plynových kotlů).

Zemní plyn je z chemického hlediska směs plynných uhlovodíků s proměnnou příměsí neuhlovodíkových plynů. Hlavní složkou zemního plynu je metan CH_4 . Zemní plyn je hořlavý, výbušný, bez zápachu, bez barvy a bez chuti. Mezi hlavní výhody zemního plynu patří jeho vysoká výhřevnost a fakt, že v něm nejsou obsaženy tuhé částice a síra. Při spalování vzniká jen minimum CO a uhlovodíků ve srovnání s tuhými či kapalnými palivy. Lze tedy říci, že se jedná o relativně ekologické palivo. Velkou výhodou plynových zařízení je komfort obsluhy, jelikož mají automatické řízení, není zapotřebí řešit skladovací prostor, vynášení popela a doplňování paliva. Důležitou vlastností zemního plynu je jeho cena, která z něj činí poměrně drahé palivo, ačkoliv jeho cena v posledních letech neustále klesá.

Dalším plynem, jenž je používán pro vytápění, je propan – butan (PB). Taktéž bývá označován jako LPG. PB se získává při zpracování ropy. Není jedovatý. Při zvýšení tlaku se mění na kapalinu a dojde k 260-ti násobnému zmenšení objemu. Lze jej tedy ve velkém množství uskladnit v relativně malém zásobníku. Je dodáván vždy ve zkapalněném stavu. Při spalování PB dochází ke vzniku emisí, které jsou jen nepatrně vyšší než emise ze zemního plynu. Má však oproti zemnímu plynu několik nevýhod. Uskládňuje se ve velkých zásobnících, aby se nemusely tak často doplňovat. Pro velké rodinné domy se obecně používají zásobníky o objemu 1,2 tuny zkapalněného propan – butanu. Provozní i pořizovací náklady jsou vyšší než u zemního plynu => doporučuje se jen tam, kde není možnost připojení na zemní plyn.

2.1.3 Kapalná paliva [2]

Použití kapalných paliv je v našich ekonomických podmínkách značně znevýhodněné svou cenou. V jiných zemích EU je vytápění kapalnými palivy konkurenceschopné. V našich podmínkách lze použití kapalných paliv uvažovat jen při větších výkonech nebo v místech, kde není přípojka zemního plynu. Provoz zařízení na spalování kapalných paliv je téměř bezobslužný.

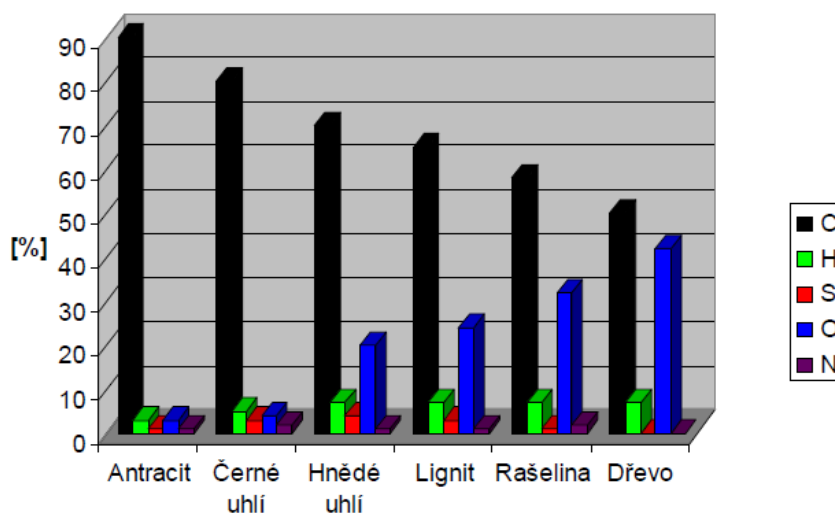
Z topných olejů se pro rodinné domky hodí pouze extra lehký topný olej (ELTO). Jeho vlastnosti jsou uvedeny v tabulce č. 2.3. ELTO s obsahem síry do 0,2 % je vysoce výhřevné palivo, splňující vysoké ekologické limity. Při jeho spalování vzniká poměrně málo škodlivin (ve srovnání s černým či hnědým uhlím). Často lze využít pro spalování ELTO plynových kotlů s jiným hořákem, což znamená bezobslužný provoz a automatickou regulaci. Účinnost spalovacích zařízení pro ELTO se pohybuje od 70 % – 92 %. Nevýhodou ELTO je jejich cenová závislost na ceně ropy, jelikož se ELTO vyrábí z ropy. Jsme tudíž plně závislí na jejich dovozu. Dále je zapotřebí budovat zásobníky paliva, které odpovídají velmi přísným bezpečnostním opatřením. Jako další zdroje kapalných paliv je uhlí (syntetické oleje), bionafta (esterifikovaný rostlinný olej).

Vlastnosti	Jednotky	ELTO
Hustota při 20 °C	kg/m ³	max. 860
Kinematická viskozita	mm ² /s	při 20 °C max. 6
Obsah popela	hmotnostní %	max. 0,01
Obsah mechanických nečistot	hmotnostní %	max. 0,05
Bod vzplanutí	°C	56
Bod tuhnutí	°C	max. - 10
Obsah síry	hmotnostní %	max. 0,2
Destilační zkouška Do 350 °C predestiluje	objemová %	min. 85
Výhřevnost	MJ/kg	min. 42

Tabulka č. 2.3: Základní vlastnosti ELTO [2]

3 Uhlí [2], [5]

Jedná se o fosilní palivo přírodního původu. Jednotlivé druhy se liší stářím, které určuje prouhelnění a složení. Kromě prouhelnění a složení se taktéž mění podíly uhlíku C, vodíku H, kyslíku O, dusíku N a síry S v hořlavině. Dominantní vliv na spalování mají C, H, O, kdežto N a S mají podstatný vliv na tvorbu emisí. Platí, že čím je palivo geologicky starší, tím obsahuje více uhlíku a méně kyslíku. Na obr. č. 3.1 lze vidět prvkové složení hořlaviny v závislosti na druhu paliva.



Obr. č. 3.1: Prvkové složení hořlaviny různých paliv [1]

Uhlí je u nás prozatím velice levné, avšak v celé EU je již prakticky minimalizováno jeho užití ekologickými daněmi. Jeho cena je srovnatelná s cenou biomasy. Pokud je uhlí spalováno ve starých kotlích, jeho účinek na životní prostředí je o dost horší. U moderních zařízení není třeba se obávat tohoto účinku. Uhlí lze rozdělit podle druhu na černé, hnědé a koks. Podle velikosti lze rozdělit na průmyslové směsi, drobné krupice, hrášek, ořech, kostku a topnou směs.

Nejčastěji je pro vytápění domácností používáno hnědé uhlí, jelikož je levné. Má však nejmenší výhřevnost a jeho spalování způsobuje největší zátěž pro životní prostředí. Černé uhlí je dražší a ekologicky šetrnější.

Z důvodu pokročilých technologií dnes není využití uhlí vnímáno jako neekologické. Nelze jej však parametricky srovnávat s alternativními zdroji, jako jsou voda či vítr. S velkou pravděpodobností bude i v budoucnosti stále využíváno uhlí jako palivo, a to z důvodu nízkých nákladů na vytápění a ohřevu vody a také z důvodu pohodlnější obsluhy moderních kotlů.

Mezi aktivní (tj. hořlavé) složky uhlí patří uhlík, vodík a část síry. Mezi pasivní (nehořlavé) složky patří dusík, kyslík, popelovina a voda. Z tohoto vyplývá dělení uhlí na hořlavinu, popelovinu a vodu (hrubý rozbor). Platí

$$h + A + w = 1 \quad [-]. \quad (3.1)$$

Kalorická hodnota uhlí, která je obsažena v hořlavině, závisí na jejím elementárním složení

$$C^h + H^h + N^h + O^h + S_{spal}^h = 1 \quad [-]. \quad (3.2)$$

Výhřevnost surového uhlí je proměnlivá, z důvodu rozdílného obsahu pasivních složek – popeloviny a vody.

Složení surového uhlí lze podle prvkového složení zapsat

$$C^r + H^r + N^r + O^r + S_{spal}^r + A^r + w^r = 1 \quad [-], \quad (3.3)$$

kde index „spal“ označuje spalitelnou síru na rozdíl od síry nespalitelné. Ta zůstává po spalování obsažena v popelu. Pokud teoreticky dojde k odstranění veškeré vody z paliva, získá se bezvodý vzorek (sušina), jehož složení je možno vyjádřit

$$C^d + H^d + O^d + N^d + S_{spal}^d + A^d = 1 \quad [-] \quad (3.4)$$

a v případě, že dojde k odstranění i popeloviny, zbývá hořlavina podle (3.2). Pokud se odebere čerstvý vzorek, ztrácí během svého uložení a manipulace před provedením analýzy část vody a složením už neodpovídá surovému uhlí. Laboratorně upravený vzorek (analytický) je označován indexem „a“ a platí

$$C^a + H^a + N^a + O^a + S_{spal}^a + A^a + w^a = 1 \quad [-]. \quad (3.5)$$

Je zde několik možností zadání obsahu každé složky v palivu a je nutné si vyjasnit, o jaký stav paliva se jedná. Jednotlivé podíly prvků či složek se dají přepočítat z jednoho stavu na druhý.

3.1 Hořlavina [5]

Jedná se o sumární obsah všech spalitelných látek v uhlí. Zásadní význam pro řízení spalovacího procesu má dělení hořlaviny na tuhý a prchavý rozdíl. Zatímco výhřevnost tuhého zbytku je přibližně konstantní, výhřevnost prchavé hořlaviny (daf) je proměnlivá.

Obsah prchavé hořlaviny je závislý na stupni prouhelnatění uhlí (čím geologicky starší uhlí, tím méně prchavé hořlaviny obsahuje), viz obr. č. 3.1. Prchavá hořlavina zásadně ovlivňuje průběh vzněcování paliva. K maximálnímu uvolnění prchavých látek dochází při teplotách 200 – 400 °C. Jejich zapálení vyvolává proces hoření a nárůst teploty. Při teplotách 450 – 650 °C dochází k zapálení vodíku a uhlovodíku => narůstá teplota plamene, které vede k zapálení tuhého zbytku (což je prakticky obtížně zápalný koks).

Tuhý zbytek (koks) představuje dominantní složku hořlaviny, doba jeho hoření může být až 90 % celkové doby hoření paliva a nejvýrazněji ovlivňuje tepelné podmínky v ohništi.

3.2 Popelovina, popel [5]

Popelovinou označujeme směs různě chemicky vázaných minerálů. Lze ji rozdělit na vnitřní a vnější. Vnitřní popelovina se skládá z minerálních částí, jež vnikly do uhelné hmoty během jejího vzniku a taktéž z částí vniklých do hmoty geologickými změnami. Vnější popelovina je hlušina, která se do uhlí dostává při těžbě. Při spalování dochází v popelovině k chemickým reakcím, mění se její složení a vzniká popel.

Při laboratorním spálení vzorku uhlí ke stanovení obsahu hořlaviny dojde taktéž ke změně hmotnosti popeloviny v důsledku

- spalování siřníků železa
- rozkladu uhličitánů, chloridů a síranů
- oxidace FeO
- vazby SO₂
- odpaření zbývající vody.

Lze tedy říct, že laboratorně určený obsah hořlaviny je větší, než skutečný a v případě potřeby je zapotřebí rozlišit skutečnou a zdánlivou hořlavinu, jako je zobrazeno na obr. č. 3.2.

uhlí v původním stavu (surové, těžené)						
přítěž (balast)				hořlavina U (uhelná hmota)		
voda veškerá W_t^r		popelovina M				
voda hrubá W_{ex}	zbylá W_h	sušina				
		popel A^r	ΔV	prchavá hořlavina	tuhý uhlík C_{fix}	
				zdánlivá prchavá h. V		
				zdánlivá hořlavina		

Obr. č. 3.2: Složení uhlí, zdánlivá a skutečná hořlavina [5]

Při spalování se popelovina mění v laboratorních podmínkách v popel a v provozních podmínkách v tzv. tuhé zbytky. Část tuhých zbytků je unášena spaliny ve formě popílku, část zůstává v ohništi jako škvára nebo struska. Vlivem vysokých teplot dochází ke změně fyzikálně-chemických vlastností popeloviny. Dochází k

- nalepování plastických částic na plochy, s kterými se dostávají do styku
- chemickým účinkům nánosů (koroze)
- abrazi.

Poměr kyselých a zásaditých oxidů má vliv na termoplastické vlastnosti popela (průběh měknutí, tavení a tečení). Jejich poměr (Teuneho číslo „ K_T “) charakterizuje tavitelnost popela. Čím vyšší je hodnota K_T , tím vyšší jsou teploty fázových změn.

3.3 Obsah vody [5]

Voda v palivu je pasivní složkou. Jedná se o balast. Lze ji poměrně snadno odstranit => zvýšení výhřevnosti. Rozlišuje se pět skupin poměrného obsahu vody.

- Voda volná – přimísená, v těženém stavu se nevyskytuje. Lze ji oddělit odtečením, odstředěním, odkapáním. Do vzorku se nepočítá.
- Voda hrubá – kapilárně vázaná na uhelnou hmotu. Odpaří se ze vzorku při sušení za teploty 20 °C a relativní vlhkosti vzduchu 50 %.
- Voda zbylá – adsorptivně vázaná v kapilárách uhelných zrn. Odstraní se sušením při teplotě 105 °C.

- Voda okludovaná – uvolňuje se při vyšších teplotách (nad 105 °C). Je uzavřená v nejjemnějších kapilárách. Zahrnuje se při rozboru do hořlaviny.

- Voda celková – součet všech skupin vody kromě vody volné.

Při stanovení obsahu vody v surovém uhlí je zapotřebí počítat s tím, že při jakékoliv manipulaci (odběr, skladování, transport, apod.) se část vody odpaří.

3.4 Obsah síry [5]

Je obsažena v hořlavině i v popelovině. Dle ČSN lze rozlišit čtyři formy síry:

- pyritovou (pyrit, markazit)
- síranovou (sádrovec)
- siřníkovou (FeS)
- organickou.

Všechny síry kromě síry síranové shoří na SO₂. Lze je označit jako spalitelnou či prchavou síru, která odchází ve spalínách. Síra síranová zůstává po spálení v tuhých zbytcích.

3.5 Spalné teplo, výhřevnost [5]

Spalné teplo hořlaviny Q_n^h je teplo, které se uvolní dokonalým spálením jednoho kilogramu hořlaviny při ochlazení spalin na počáteční teplotu, přičemž dochází ke kondenzaci vodní páry. Výhřevnost hořlaviny Q_i^h je teplo, které se uvolní dokonalým spálením jednoho kilogramu hořlaviny při ochlazení spalin na počáteční teplotu, přičemž nedochází ke kondenzaci vodní páry. Tudíž lze říct, že spalné teplo a výhřevnost se od sebe odlišují výparným teplem vzniklé vodní páry. Hodnota spalného tepla bude vždy větší, než je hodnota výhřevnosti.

Při spalování hořlaviny je ve spalínách obsažena pouze voda odpařená, která vznikla spálením vodíku (z 1 kg vodíku vznikne cca 9 kg vody). Výparné teplo vody při 20 °C činí 2 453,5 kJ/kg. Na základě těchto informací platí mezi spalným teplem a výhřevností vztah

$$Q_n^h = Q_i^h + 9 \cdot H^h \cdot 2453,5 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]. \quad (3.6)$$

V případě spalování uhlí je ve spalínách navíc obsažená voda z paliva, takže platí

$$Q_n^r = Q_i^r + (w + 9 \cdot H^r) \cdot 2453,5 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]. \quad (3.7)$$

obsah vodíku v surovém uhlí je obvykle zapotřebí přepočítat z jeho obsahu v hořlavině pomocí

$$H^r = H^h \cdot (1 - w^r - A^r) \quad [kJ \cdot kg^{-1}]. \quad (3.8)$$

Výhřevnost lze tedy vypočíst z výhřevnosti hořlaviny

$$Q_i^r = Q_i^h \cdot (1 - w^r - A^r) - 2453,5 \cdot w^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]. \quad (3.9)$$

4 Dělení kotlů na pevná paliva dle technologie a způsobu přívodu paliva [6], [7]

Pro vytápění rodinných domů jsou k zapotřebí kotle, jejichž výkon dosahuje maximálně několika desítek kilowatt. Potřeba výkonu je závislá na klimatických podmínkách, lokalitě, konstrukci domu a jeho využívání. Tepelné ztráty rodinných domů (moderních) jsou vyjádřeny v jednotkách kilowatt. Pokud se rozhoduje o druhu paliva a typu kotle, bude vždy na jedné straně stát uživatelský komfort a na straně druhé investiční a provozní náklady.

Dle ČSN EN 303-5 [6] je dávkování paliva rozděleno na

- kotel s ruční dodávkou paliva – palivo je dodáváno ručně v určitých intervalech, v závislosti na rychlosti hoření paliva či tepelném výkonu,
- kotel se samočinnou dodávkou paliva – palivo je dodáváno samočinně v závislosti na tepelném výkonu.

Z definice vyplývá, že samočinnou dodávkou rozumíme řízený přísun paliva => vyšší stupeň regulace a spalování.

4.1 Kotle s ruční dodávkou paliva

Výrobci těchto kotlů vycházejí z pravidla, že kotle určené ke spalování levných paliv musí být taktéž levné, a tudíž i jednoduché. Dosud nejrozšířenějším konstrukčním řešením jsou velkoobjemová ohniště (prohořivací nebo se spodním odhoříváním). Lze do nich přiložit najednou velké množství paliva. Palivo je dodáváno přes horní nakládací dvířka nebo přes nakládací dvířka umístěné z přední strany. Čerstvé palivo se zahřívá,

vysušuje, dochází k uvolňování prchavé hořlaviny, jejíž zapálení představuje počátek hoření.

4.1.1 Prohořivací kotle [1], [7]

Jedná se o jednoduchý a levný systém kotlů pro domácnosti na pevná paliva. Na obr. č. 4.1 lze vidět princip klasických prohořivacích kotlů.



Obr. č. 4.1: Prohořivací kotel [7]

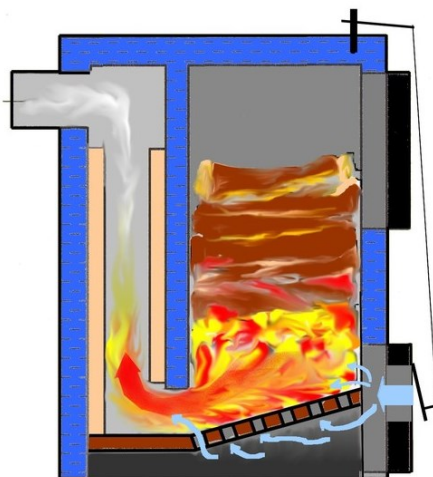
U prohořivacích kotlů je typické, že spalování probíhá v celém množství paliva ve stejnou dobu. Běžně jsou vybaveny přívodem primárního vzduchu, který proudí skrz rošt a skrz palivo. Sekundární vzduch je veden nad dávku paliva, kde probíhá druhé spalování. Palivo se dává přes horní dveře. K odstranění popela dochází přes spodní dvířka. U těchto kotlů je většinou využíváno přirozeného tahu.

Nevýhodou těchto kotlů je nemožnost v případě velké dávky paliva prostorově oddělit zplyňování a oxidaci. To má za následek nízkou účinnost a vysoké emise. Pokud kotel pracuje s nízkou rychlostí spalování, mohou být emise nespálených uhlovodíků a CO vyšší.

Tento způsob spalování je vhodný pro paliva s nízkým obsahem prchavé hořlaviny. Tudíž je nejlepší palivo pro tyto kotle koks. Kvůli jeho vysoké ceně se však používá spíše hnědé uhlí, což je velice nevhodné palivo tak jako mokré dřevo. Lze konstatovat, že tento způsob spalování je z environmentálního pohledu moderní doby nevhodný a s velkou pravděpodobností dojde ke konci prodeje těchto kotlů kvůli novým legislativním požadavkům.

4.1.2 Odhořívací kotle [1], [7]

U těchto kotlů jsou plamen a spaliny vedeny do boku (boční tah) nebo dospod (spodní tah). Zplyňování a následné spalování probíhá v oddělených komorách, což slouží k zajištění větší stability spalování. Popel odpadává do popelníku skrz rošt. Typický odhořívací kotel je znázorněn na obr. č. 4.2.



Obr. č. 4.2: Kotel se spodním odhoříváním [7]

Jako palivo se nejčastěji používá kusové dřevo a uhlí. V některých případech je možno použít i dřevěných briket či briket z rašeliny. U těchto kotlů se využívá jak přirozeného tahu, tak i tahu nuceného pomocí spalínového ventilátoru.

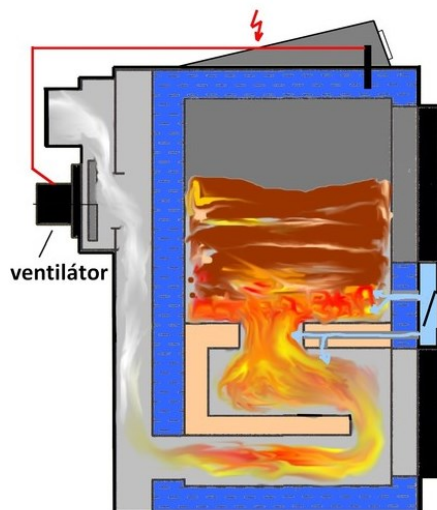
Výhodou odhořívacích kotlů je stabilnější spalování oproti kotlům prohořívacím, což má za následek menší produkci emisí.

4.1.3 Zplyňovací kotle [1], [7]

Jsou to jedny z nejúčinnějších kotlů, které jsou dnes komerčně dostupné. Účinnost dvou předchozích typů kotlů se pohybuje kolem 50 – 80 %, kdežto účinnost zplyňovacích kotlů se pohybuje okolo 70 – 90 %. Mezi výhody těchto kotlů patří úspora paliva a provozních nákladů a taktéž menší produkce emisí.

Zplyňováním dochází k tepelném rozkladu uhlíku v jedné části spalovacího zařízení a ve druhé části dochází k vlastnímu spalování vzniklého plynu. Do horní komory (zásobníku paliva) je přiváděno podstechiometrické množství vzduchu. Zde dochází především k hoření uhlíku na CO. Taktéž dochází k uvolnění jiných hořlavých plynů z termického rozpadu paliva. Vzniklé spaliny jsou vedeny do SK, kde je přiveden sekundární vzduch a dochází ke shoření CO a dalších hořlavých plynů.

Mezi výhody zplyňovacích zařízení patří vysoká účinnost a nižší škodlivé emise, jelikož plynné palivo se spaluje snadněji než palivo pevné. Na obr. č. 4.3 lze vidět typické zplyňovací zařízení. Jako palivo zplyňovacích kotlů se nejčastěji používá dřevo.



Obr. č. 4.3: Zplyňovací kotel [7]

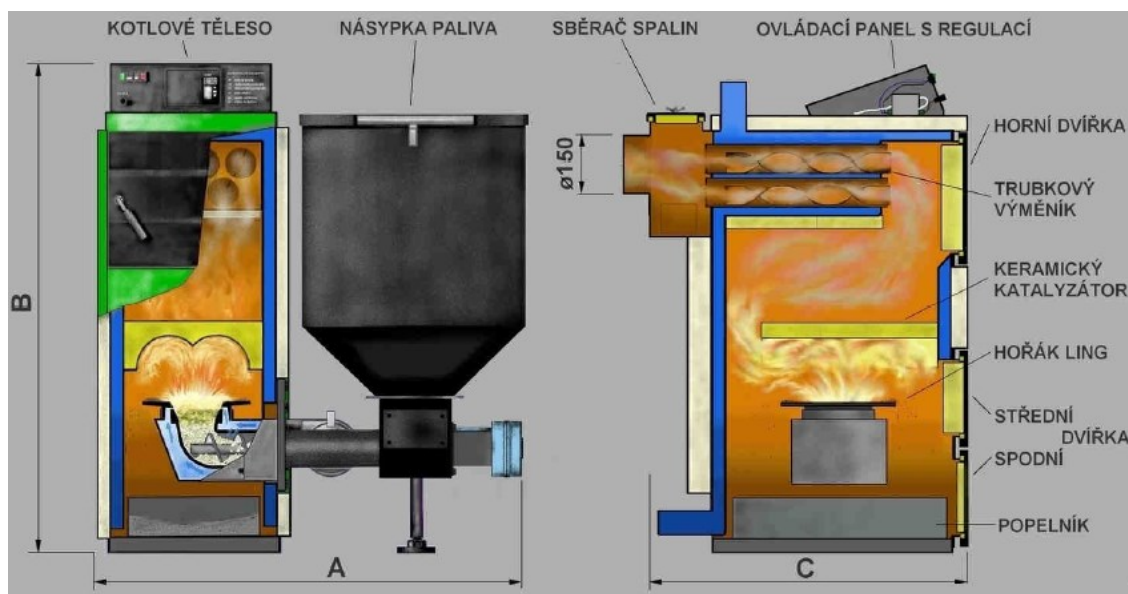
4.2 Kotle se samočinnou dodávkou paliva – automatické [1], [7]

Jedná se o kotle se samočinnou dodávkou paliva a řízeným přísunem spalovacího vzduchu pomocí ventilátoru. Tato technologie se v malých (domovních) kotelnách začala objevovat koncem 20. století. Palivo je kontinuálně přiváděno do ohniště nejčastěji pomocí šnekového dopravníku nebo otočného válcového roštu. Automatická doprava zajišťuje stabilní spalovací proces, stabilní výkon, vysokou účinnost, komfort uživatele a nízkou produkci emisí. Platí, že čím menší množství paliva potřebujeme, tím jemnější musí být jeho jednotlivé částice.

Velice důležitým prvkem je řídicí jednotka, jež zajišťuje komunikaci uživatele s kotlem a koordinuje všechny systémy. U automatických kotlů je možno setkat se s několika typy konstrukcí topenišť:

- se spodním přívodem paliva
- s příčným přívodem paliva
- se shazováním paliva
- pro spalování biomasy
- s otočným válcovým roštem

Typický automatický kotel na uhlí malého výkonu lze vidět na obr. č. 4.4. Ze zásobníku se pomocí šnekového podavače přesouvá palivo do spalovací komory. Tam dochází k odhořívání paliva na talíři, přičemž vzniká popel, který odpadává na okrajích. Spalovací vzduch je vháněn ventilátorem skrze podavač. Dle výrobců stačí 10 minut uživatelské pozornosti denně, a to díky šnekovému mechanismu a zásobníku paliva. Účinnost těchto kotlů dosahuje až 90 % a rozsah výkonu u těch nejmenších kotlů je 4 až 25 kW. V dnešní době dosahují některé automatické kotle při spalování uhlí až čtvrté emisní třídy a při spalování pelet až páté emisní třídy, což je absolutní emisní vrchol.



Obr. č. 4.4: Schéma automatického kotle na uhlí [1]

5 Proces spalování [3], [5], [8], [9], [10]

Hoření paliva je základní podstatou spalovacího procesu. Jedná se o fyzikálně chemický děj, přičemž dochází ke slučování hořlaviny s okysličovadlem. Tuto chemickou reakci doprovází za světelného efektu vývin tepla, chemicky vázaného v palivu. Při spalování probíhají složité fyzikální a chemické děje, které na sebe navazují a vzájemně se ovlivňují. Mezi chemické děje patří především oxidační a redukční reakce a různé fyzikální pochody, představující transportní děje (přenosy hybnosti, hmoty a energie). Oxidační reakce se uskutečňují za teplot vyšších, než je absolutní nula. Rychlost oxidačních reakcí exponenciálně závisí na teplotě.

První fáze spalování je sušení, kdy se z paliva odpařuje tzv. hrubá voda. Toto sušení probíhá za pomoci tepla, jež se uvolnilo z předchozí dávky paliva. Následuje zapálení, kdy vzplanou prchavé složky, které se uvolnily teplem. K zapálení prchavých složek dochází při teplotě 200 – 400 °C. Po této fázi následuje fáze zapálení a hoření fixní hořlaviny (uhlíku), která postupně odhořívá. Konečnou fází je dohořívání zbylé fixní hořlaviny. Všechny nespalitelné složky a balast zůstávají v ohništi, kde postupně chladnou.

Základním požadavkem spalování je tzv. dokonalost spalování. V ideálním případě je účinnost spalování 100 %, k tomu je však zapotřebí řídit spalovací proces tak, aby všechny prvky, účastníci se spalovacího procesu, dokonale vyhořely. Ve skutečnosti nejsme schopni dosáhnout takové účinnosti. Z hlediska dokonalosti lze spalování rozdělit na:

- **dokonalé** – přeměna veškeré hořlaviny na plynnou fázi (do 5 % nedopalu),
- **nedokonalé** – zbytky po spalovacím procesu obsahují více než 5 % nedopalu.

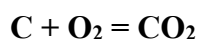
Spalování lze také rozlišit dle součinitele přebytku vzduchu α na:

- **stechiometrické** – $\alpha = 1$ – veškeré přivedené okysličovadlo (kyslík) se spotřebuje na vznik produktů hoření (v praxi nelze dosáhnout),
- **podstechiometrické** – $\alpha < 1$ – množství vzduchu nestačí na oxidaci hořlaviny,
- **nadstechiometrické** – $\alpha > 1$ – množství vzduchu určeného ke spalování je větší než množství vzduchu potřebné k oxidaci (obsah nezreagovaného kyslíku ve spalinách).

5.1 Výpočet teoretického množství spalovacího vzduchu [3], [5], [8], [9], [10]

Je zapotřebí znát látkové a energetické bilance prvků pro sestavení spalovacích rovnic. V případě stechiometrických výpočtů se uvažuje, že průběh reakce bude dokonalý \Rightarrow 100 % účinnost reakcí. Stechiometrické výpočty slouží k určení potřebného množství spalovacího vzduchu, dále k výpočtům množství vyprodukovaných spalin a taktéž k výpočtům koncentrace jednotlivých složek spalin. Ke stechiometrickým výpočtům je zapotřebí znát prvkový rozbor paliva. Látková bilance u tuhých paliva se nejčastěji udávají v hmotnostním vyjádření, kdežto u plyných paliv v objemovém.

Při stechiometrických výpočtech se uvažuje normální stav (0 °C, 101 325 Pa) pro každou složku. Mezi aktivní prvky hořlaviny tuhých paliva patří uhlík, vodík a síra. Veškeré látkové bilance prvku, účastníci se spalování, jsou uvedeny níže:



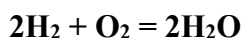
$$1 \text{ kmol} + 1 \text{ kmol} = 1 \text{ kmol}$$

$$12,01 \text{ kg} + 32 \text{ kg} = 44,01 \text{ kg}$$

$$12,01 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 22,26 \text{ m}^3$$

Lze říct, že pro spálení 1 kg C je potřeba $32 : 12,01 = 2,667 \text{ kg O}_2$ a dojde ke vzniku $44,01 : 12,01 = 3,667 \text{ kg CO}_2$ při hmotnostním vyjádření, nebo při objemovém vyjádření je potřeba pro spálení 1 kg C $22,39 : 12,01 = 1,865 \text{ m}^3 \text{ O}_2$ a vznikne $22,26 : 12,01 = 1,855 \text{ m}^3 \text{ CO}_2$.

Pro spalování vodíku a síry lze podobně odvodit:

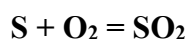


$$2 \text{ kmoly} + 1 \text{ kmol} = 2 \text{ kmoly}$$

$$4,032 \text{ kg} + 32,0 \text{ kg} = 36,032 \text{ kg}$$

$$4,032 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 44,8 \text{ m}^3$$

Z toho vyplývá, že pro spálení 1 kg H₂ je potřeba $5,553 \text{ m}^3$ (7,94 kg) O₂ a spálením vznikne $11,1 \text{ m}^3$ (8,94 kg) H₂O.



$$1 \text{ kmol} + 1 \text{ kmol} = 1 \text{ kmol}$$

$$32,06 \text{ kg} + 32,0 \text{ kg} = 64,06 \text{ kg}$$

$$32,06 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 21,89 \text{ m}^3$$

Z toho vyplývá, že pro spálení 1 kg S je potřeba 0,699 m³ (0,998 kg) O₂ a spálením vznikne 0,683 m³ (1,998 kg) SO₂.

5.2 Množství spalovacího vzduchu [3], [5], [8], [9], [10]

Spalitelné složky v hořlavině jsou uhlík, vodík a síra. Dále hořlavina obsahuje kyslík, který se ve výpočtu odečte, jelikož ho pak není nutno dodávat. Dusík obsažený v palivu je z hlediska látkové bilance nepříliš významným prvkem, protože většina dusíku se přivádí ve spalovacím vzduchu. Výsledky stechiometrických výpočtů se vztahují na jednotku paliva a normální stav. Ke zjištění potřebného množství spalovacího vzduchu je zapotřebí znát množství kyslíku, potřebné pro spálení složek obsažených v palivu, které se účastní spalování (viz rovnice 5.1 – vyjádřeno objemově).

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot C^r + \frac{22,4}{32} \cdot S^r + \frac{22,4}{4} \cdot H^r - \frac{22,4}{32} \cdot O^r \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}], \quad (5.1)$$

kde: C^r – obsah uhlíku v palivu (surový stav) [1],

S^r – obsah síry v palivu (surový stav) [1],

H^r – obsah vodíku v palivu (surový stav) [1],

O^r – obsah kyslíku v palivu (surový stav) [1].

Spotřeba suchého vzduchu se určuje podle obsahu kyslíku v suchém vzduchu (objemově 21 %, hmotnostně 23,2 %)

$$V_{vz,t}^S = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,t} \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}], \quad (5.2)$$

Nasávaný vzduch z ovzduší bude vždy vlhký. Proto bude vzduch teor. vlhký dle

$$V_{vz,t}^V = v \cdot V_{vz,t}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}], \quad (5.3)$$

kde: v – součinitel vlhkosti [1].

Udává zvětšení objemu vlhkého vzduchu. Lze vypočítat jako

$$v = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_v + p''} \quad [1] \quad (5.4)$$

kde: φ – relativní vlhkost vzduchu [1],

p'' – parciální tlak vlhkého vzduchu [Pa],

p – celkový tlak vlhkého vzduchu [Pa].

Je nutné řídit průběh spalování tak, aby bylo zajištěno co nejdokonalější vyhoření paliva. Ve skutečnosti není možné dosáhnout dokonalého vyhoření při stechiometrických poměrech. Proto musí být do ohniště přiváděno větší množství spalovacího vzduchu, než je teoretické množství (vypočtené). Tento přebytek spalovacího vzduchu lze definovat jako poměr skutečného a teoretického množství

$$n = \frac{V_{vz}}{V_{vz,t}} \quad [1], \quad (5.5)$$

kde: V_{vz} – skutečné množství spalovacího vzduchu $[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$

$V_{vz,t}$ – teoretické množství spalovacího vzduchu $[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$

Skutečný vlhký vzduch lze tedy vypočíst podle

$$V_{vz}^V = n \cdot V_{vz,t}^V \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]. \quad (5.6)$$

5.3 Výpočet množství spalin, koncentrace složek ve spalinách [3], [5], [8], [9], [10]

Následující výpočty vychází ze stejných spalovacích rovnic, které jsou uvedeny v předchozích kapitolách. Pokud je sušina spalována stechiometricky za pomoci suchého vzduchu, budou se ve spalinách vyskytovat oxidy uhlíku (z paliva) a dusíku (z paliva a ze spalovacího vzduchu). Dále po spalování síry bude vznikat oxid siřičitý. Lze tedy sestavit rovnici výpočtu teoretických spalin

$$V_{sp,t}^S = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r + \frac{22,4}{28,02} \cdot N^r + 0,7905 \cdot V_{vz,t}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]. \quad (5.7)$$

Tato rovnice popisuje dokonalé spalování. Jestliže je spalováno reálné palivo za reálných podmínek a přebytek vzduchu je „n“, je potřeba zjistit skutečné množství vzniklých spalin.

Ve skutečných suchých spalinách se vyskytne přebytečný vzduch, viz rovnice 5.8

$$V_{sp}^S = V_{sp,t}^S + (n - 1) \cdot V_{vz,t}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]. \quad (5.8)$$

Reálné palivo obsahuje vodu, která se při spalování vypaří. Je proto zapotřebí tento obsah vody zahrnout do bilance. Dále se musí do bilance zahrnout vodní pára, která vznikla při spalování vodíku, který je přítomen v palivu. Posledním členem je součinitel vlhkosti vzduchu, který ovlivňuje vlhkost spalin. Pokud dojde k sečtení těchto členů, vznikne rovnice, jež vyjadřuje obsah vody ve spalinách

$$V_{H_2O} = \frac{44,80}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,40}{18} \cdot W^r + (v - 1) \cdot n \cdot V_{vz,t}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}], \quad (5.9)$$

kde: H^r – obsah vodíku v palivu (surový stav) [1]

W^r – obsah vody v palivu (surový stav) [1]

v – součinitel vlhkosti [1].

Pokud se přičte k suchým spalinám množství vody, vznikne rovnice skutečného množství vlhkých spalin

$$V_{sp}^V = V_{sp}^S + V_{H_2O} \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]. \quad (5.10)$$

V předchozích bodech došlo ke zjištění skutečného množství spalovacího vzduchu s určitým přebytkem a skutečného množství vzniklých spalin (suchých i mokrých). Pomocí vypočteného množství spalin lze zjistit koncentrace jednotlivých složek ve spalinách. Výpočet jednotlivých koncentrací lze provést pomocí následujícího vzorce, který je podílem obsahu jednotlivých prvků ve spalinách a skutečnými vlhkými spalinami

$$\omega_i = \frac{V_i}{V_{sp}^V} \cdot 100 \quad [\%], \quad (5.11)$$

kde: V_i – obsah jednotlivých složek ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$,

V_{sp}^V – množství skutečných vlhkých spalin $[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$.

Součet všech koncentrací (v procentech) by měl dávat celkový objem spalin (v procentech), tj. 100 %.

5.4 Stanovení součinitele přebytku vzduchu [3], [5], [8], [9], [10]

Při určení součinitele přebytku vzduchu měřením lze využít dvou zásadních skutečností:

- pokud dochází ke stechiometrickému spalování ($n=1$), pak ve spalínách není obsažen kyslík. Platí tedy, že čím větší bude přebytek spalovacího vzduchu, tím větší bude obsah kyslíku ve spalínách (jedná se o kyslík z nadbytečného vzduchu, jenž se spalovacího procesu nezúčastňuje).

- pokud dochází ke stechiometrickému spalování, obsah CO_2 bude maximální a s rostoucím přebytkem vzduchu obsah CO_2 klesá. To je způsobeno tím, že celkové množství vzniklého CO_2 se nemění, kdežto množství spalín roste.

V případě stanovení součinitele přebytku vzduchu se vždy uvažují suché spaliny. Předpokládá se, že voda obsažená ve spalínách v průběhu analýzy zkondenzuje.

Při výpočtu „ n “ z obsahu kyslíku ve spalínách se vychází z toho, že se jedná o kyslík přebytečného vzduchu

$$0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^S = O_2 \cdot V_{sp}^S \quad (5.12)$$

Po úpravách lze odvodit „ n “ ze známé koncentrace O_2 ve spalínách

$$n = 1 + \frac{V_{sp,t}^S}{V_{vz,t}^S} \cdot \frac{O_2}{0,21 - O_2} \quad [1] \quad (5.13)$$

kde: $V_{sp,t}^S$ – teoretické množství suchých spalín $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}_p^{-1}]$,
 $V_{vz,t}^S$ – teoretické množství suchého vzduchu $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}_p^{-1}]$,
 O_2 – obsah kyslíku ve spalínách $[1]$.

6 Přenos tepla [11], [12], [13], [24]

Sdílení tepla je přenos neboli transport tepelné energie mezi tělesy s nestejnou teplotou nebo uvnitř tělesa mezi místy s nestejnou teplotou. Tepelná energie (teplo) vzniká přeměnou jiných druhů energií, jako jsou chemické, jaderné, mechanické, zářivé, elektrické, magnetické.

Úlohy týkající se přenosu tepla jsou zaměřeny na určování teplotních polí a toků ve vymezeném prostoru. Teplotní pole udává rozložení teplot v daném časovém okamžiku ve všech bodech sledovaného prostoru. Teplotní pole je **stacionární** tehdy, jestliže se nemění teplota v jednotlivých bodech tohoto prostoru. Mění-li se teplota v daných bodech v závislosti na čase, jedná se o teplotní pole **nestacionární**.

V kartézském systému (pravoúhlých souřadnicích) lze uvažovat teplotní pole v závislosti na všech třech, na dvou nebo pouze na jedné souřadnici.

Teplotní pole nestacionární třírozměrné lze matematicky vyjádřit dle vztahu

$$t = f(x, y, z, t) \quad [^{\circ}\text{C}], \quad (6.1)$$

kde x, y, z představují souřadnice a t představuje závislost funkce na čase.

Teplotní gradient je vektor udávající změnu teploty ve směru normály. Kladná hodnota je ve směru vzrůstající teploty a záporná hodnota značí pokles teploty

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \quad [\text{K} \cdot \text{m}^{-1}]. \quad (6.2)$$

Tepelný tok (tepelný výkon) udává množství tepla Q přenášeného za čas τ

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{d\tau} \quad [\text{W}] \quad (6.3)$$

Hustota tepelného toku vyjadřuje tepelný tok vztažený na jednotku povrchu

$$q = \frac{d\dot{Q}}{dS} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (6.4)$$

Tepelnou energii lze šířit třemi základními způsoby sdílení tepla: vedením tepla (kondukcí), tepelným prouděním (konvekcí), tepelným zářením (sáláním).

6.1 Sdílení tepla vedením (kondukcí) [11]

Děj spočívá v pohybu sktrukturních částic hmoty. V plynech dochází k difúzi atomů a molekul, v kapalinách pružným vlněním, v kovech difúzi volných elektronů. V čisté formě dochází ke kondukcí v pevných tělesech, v tekutinách pouze, jestliže je vliv pohybu zanedbatelný.

Základním zákonem vedení tepla je **Fourierův zákon**, jenž udává vztah mezi hustotou tepelného toku q a teplotním gradientem $grad\ t$

$$q = -\lambda \cdot grad\ t \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.5)$$

kde: λ – součinitel tepelné vodivosti $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Záporné znaménko znamená, že se teplo šíří ve směru klesající teploty.

6.1.1 Stacionární vedení tepla [11]

Tepelný tok procházející z jednoho povrchu stěny na druhý je podmíněn jejich nestejnými teplotami. Rozdílné teploty stěn vznikají rozdílným tepelným působením.

Homogenní neomezenou stěnou, jež má povrchy o nestejných teplotách, prochází dle Fourierova zákona tepelný tok

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{S}{l} \cdot \Delta t \quad [W], \quad (6.6)$$

kde: l – tloušťka stěny $[m]$,

Δt – rozdíl teplot stěn $[K]$.

Průběh přestupu tepla přes stěnu taktéž značně ovlivňuje součinitel tepelné vodivosti (tepelná vodivost) λ . Závisí na druhu látky a mění se s teplotou. Nejvyšší hodnotu součinitele tepelné vodivosti mají kovy $\lambda = (2,3 - 420) [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$. Platí, že u čistých kovů dochází s rostoucí teplotou k poklesu tepelné vodivosti.

U stavebních (izolačních materiálů) $\lambda = (0,03 - 3,0) [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ s rostoucí teplotou tepelná vodivost většinou vzrůstá.

U kapalin se tepelná vodivost pohybuje v rozmezí $\lambda = (0,1 - 0,7) [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ a s rostoucí teplotou (kromě vody, glycerinu) klesá.

U plynů $\lambda = (0,006 - 0,2) [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ a s rostoucí teplotou roste.

6.2 Sdílení tepla prouděním (konvekci) [11], [12], [13]

Ke konvekci dochází při pohybu tekutiny a taktéž dochází k výměně tepla mezi proudící tekutinou a povrchy okolních těles. Ke konvekci může dojít jak mezi tekutinou a tuhou látkou, tak i mezi dvěma plynnými či kapalnými látkami, nebo mezi kapalnou či plynnou látkou.

Konvekci lze rozdělit na:

- **přirozenou** – vyvolává ji působení gravitačního pole na tekutinu, která je nerovnoměrně prohřátá. Lze tedy říct, že přirozenou konvekci vyvolává tíhová síla.

- **nucenou** – je vyvolána nuceným zásahem do tekutiny (ventilátorem, čerpadlem, komínem).

K šíření tepla ze stěny dochází vedením přes laminární podvrstvu a poté prouděním. Matematicky to lze zapsat jako rovnost I. Fourierova zákona a Newtonova zákona

$$\alpha \cdot \Delta t = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \quad (6.7)$$

kde: α – součinitel přestupu tepla konvekci $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

Součinitel přestupu tepla je možno definovat jako teplo, jež se předá za jednotkový čas mezi jednotkovou plochou povrchu stěny a tekutinou, jestliže je mezi tekutinou a povrchem teplotní rozdíl 1 K. Nelze stanovit univerzální rovnici pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekci, jelikož musí obsahovat vlivy fyzikálních vlastností tekutiny, charakter proudění za určitých podmínek a v určité geometrii.

Proto se využívá obecných kritériálních rovnic, které popisují celkový proces sdílení tepla konvekci obecně. V tabulce č. 6.1 je přehled jednotlivých kritériálních rovnic přestupu tepla konvekci.

Kritérium	Značka	Vzorec
Nusseltovo	Nu	$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$
Pecletovo	Pe	$Pe = \frac{w \cdot L}{a}$
Reynoldsovo	Re	$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$
Galileovo	Ga	$Ga = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2}$
Archimedovo	Ar	$Ar = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$
Grashofovo	Gr	$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t$

Tabulka č. 6.1: Kritériální rovnice přestupu tepla konvekcí [11]

Při výpočtech je zapotřebí určit hodnotu α , proto se kritériální rovnice upravují do tvaru

$$Nu = f(Re, Gr, Pe) \quad [1]. \quad (6.8)$$

Je výhodné zavedení Prandtlova kritéria

$$\frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = Pr \quad [1], \quad (6.9)$$

kde: ν – kinematická viskozita $[m^2 \cdot s^{-1}]$
 a – součinitel teplotní vodivosti $[m^2 \cdot s^{-1}]$

V kritériální rovnici se zpravidla nechává Re a Pr se zavádí do rovnice místo Pe

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad [1]. \quad (6.10)$$

Výhody zavedení Prandtlova kritéria:

- jsou v něm obsaženy pouze fyzikální vlastnosti tekutiny, v závislosti na teplotě a tlaku mohou být hodnoty tabelovány,

- v případě plynů stejné atomičnosti má podobnou číselnou hodnotu, která se málo mění => zjednodušování kritériálních rovnic.

U přenosu tepla konvekcí beze změny skupenství tekutiny rozlišujeme dva druhy:

- při volném proudění tekutiny
- při vynuceném proudění tekutiny

6.2.1 Přestup tepla při volném proudění tekutiny [11], [12], [13]

Vlivem rozdílných hustot dochází k cirkulaci tekutiny. Rychlost cirkulace je závislá na tvaru ohřívané stěny (v případě neohraničeného prostoru) nebo nádoby (v případě ohraničeného prostoru). Při tomto druhu konvekce je charakteristickým kritériem Grashoffovo kritérium, neuvažuje se vliv Reynoldsova kritéria.

Obecný tvar kritériální rovnice pro neohraničený prostor má tuto podobu

$$Nu = c (Gr \cdot Pr)^n \quad [1], \quad (6.11)$$

kde: c a n – konstanty závislé na součinu Gr a Pr (tab. 6.2) [1].

$Gr.Pr < 1 \cdot 10^{-3}$	$c = 0,45$	$n = 0$
$1 \cdot 10^{-3} < Gr.Pr < 5 \cdot 10^2$	$c = 1,18$	$n = 1/8$
$5 \cdot 10^2 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^7$	$c = 0,54$	$n = 1/4$
$2 \cdot 10^7 < Gr.Pr$	$c = 0,135$	$n = 1/3$

Tabulka č. 6.2: Hodnoty konstant (c , n) v závislosti na $Gr.Pr$ [11]

Určovací teplotou je střední teplota mezi teplotou stěny a teplotou tekutiny.

Charakteristický rozměr: pro svislé stěny a svislé trubky – výška ($L = h$),
 pro vodorovné válcové stěny – průměr ($L = d$),
 pro vodorovné desky – kratší strana.

6.2.2 Přestup tepla při vynuceném proudění tekutiny [11], [12], [13]

S nucenou konvekcí se lze setkat v trubkách či kanálech v případě, že rychlost proudění není nezanedbatelná. Reynoldsovo kritérium je charakteristické pro nucenou konvekci.

Při proudění v trubkách se uvažuje jako charakteristický rozměr vnitřní rozměr trubky. Pro nekruhové kanály, mezery, mezikruží, apod. se jako charakteristický rozměr dosazuje tzv. ekvivalentní hydraulický průměr

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad [m], \quad (6.12)$$

kde: S – průřez obrazce $[m^2]$,
 o – omočený obvod $[m]$.

Pro **laminární proudění tekutiny vodorovným potrubím** ($Re < 2320$) lze psát kritériální rovnici ve tvaru

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \varepsilon_L \quad [1], \quad (6.13)$$

kde: ε_L – opravný součinitel $[1]$.

Určovací teplota – aritmetický střed mezi teplotou tekutiny a stěny.

Pro **turbulentní proudění tekutiny trubkami** ($Re > 2320$) lze použít rovnici 6.14, platí však následující podmínky: $Pr > 0,7$; $Re > 1 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad [1], \quad (6.14)$$

kde: ε_t – opravný součinitel neizotermického proudění $[1]$,

ε_R – opravný součinitel pro oblouky $[1]$,

ε_L – opravný součinitel pro krátké trubky $[1]$.

Přechodovou oblastí se označuje úsek mezi laminárním a turbulentním prouděním.

Pro tuto oblast bude hodnota Nusseltova kritéria dle rovnice 6.15

$$Nu = K_O \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_S} \right)^{0,25} \quad [1], \quad (6.15)$$

kde: Pr – hodnota Prandtlova kritéria tekutiny $[1]$,

Pr_S – hodnota Prandtlova kritéria stěny $[1]$,

K_O – součinitel proudění $[1]$.

6.3 Sdílení tepla zářením [11], [12], [13]

Sdílení tepla zářením nevyžaduje na rozdíl od obou předchozích druhů přenosu tepelné energie (kondukce, konvekce) hmotné prostředí, tudíž může dojít i k přenosu v perfektním vakuu. Přenos zprostředkovává elektromagnetické vlnění, jež vzniká v důsledku tepelného stavu těles. Při dopadu zářivého toku na hmotné prostředí dojde k částečnému pohlcení tohoto toku, částečnému odražení a k propuštění zbývající části.

Dle zákona o zachování energie platí:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_R + \dot{Q}_D \quad [W], \quad (6.16)$$

kde: \dot{Q} – dopadající zářivý tok [W],
 \dot{Q}_A – částečně pohlcený zářivý tok [W],
 \dot{Q}_R – částečně odražený zářivý tok [W],
 \dot{Q}_D – částečně propuštěný zářivý tok [W].

Lze tedy napsat bezrozměrně:

$$1 = A + R + D \quad [1], \quad (6.17)$$

kde: A – poměrná pohltivost (absorbivita) [1],
 R – poměrná odrazivost (reflexivita) [1],
 D – poměrná propustnost (diatermita) [1].

V případě výpočtů záření v dokonalém prostředí se při odvozování výpočtových vztahů uvažuje s jistým zjednodušením:

- jedná se o neprůteplivá tělesa ($D=0$),
- Lambertův zákon (viz kapitola 6.3.1) platí pro záření vlastní i odražené v celém rozsahu,
- tělesa jsou neselektivní, dokonale šedá.

6.3.1 Základní zákony záření dokonale černého tělesa [11], [12], [13]

Za černé těleso se považuje těleso, jež pohlcuje veškeré záření (všech vlnových délek) dopadající na jeho povrch.

Planckův zákon vyjadřuje spektrální intenzitu záření v závislosti na vlnové délce λ a absolutní teplotě T .

$$I_{\lambda,0} = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot \left[\exp\left(\frac{c_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right]} \quad [W \cdot m^{-3}], \quad (6.18)$$

kde: $I_{\lambda,0}$ – intenzita spektrálního zářivého toku $[W \cdot m^{-3}]$,
 c_1 – konstanta Planckova vyzařovacího zákona $[W \cdot m^{-2}]$,
 c_2 – konstanta Planckova vyzařovacího zákona $[m \cdot K]$,
 T – absolutní teplota $[K]$,
 λ – vlnová délka $[m]$.

Konstanty $c_1 = 3,741832 \cdot 10^{-16} [W \cdot m^{-2}]$, $c_2 = 1,438786 \cdot 10^{-2} [m \cdot K]$.

Dalším zákonem je **Stefan – Boltzmannův zákon** o integrálním zářivém toku. Znázorňuje, že energie vyzařovaná tělesem roste se čtvrtou mocninou jejich teploty

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{\lambda,0} \cdot d\lambda = \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.19)$$

kde: E_0 – intenzita vyzařování $[W \cdot m^{-2}]$,
 σ – Stefan – Boltzmannova konstanta $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
 T – absolutní teplota $[K]$,
 $I_{\lambda,0}$ – intenzita spektrálního zářivého toku $[W \cdot m^{-3}]$.

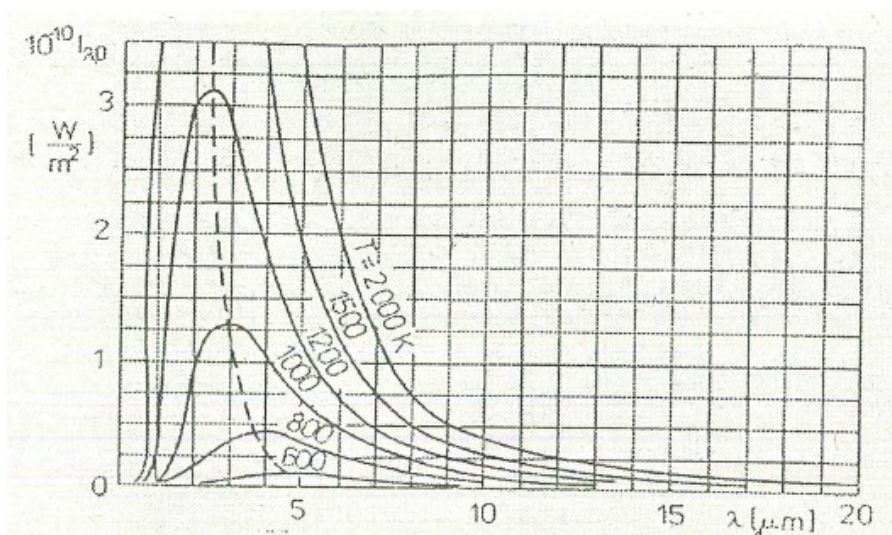
Stefan – Boltzmannova konstanta má hodnotu $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$.

Wienův posouvací zákon definuje, že maximum spektrální intenzity záření se s rostoucí teplotou posouvá ke kratší vlnové délce (viz obr. č. 6.1). Lze popsat rovnicí

$$\lambda_{max} \cdot T = 2898 \quad [\mu m \cdot K], \quad (6.20)$$

kde: λ_{max} – vlnová délka s maximálním monochromatickým tokem $[m]$.

Např. sluneční záření má maximum při vlnové délce cca $0,5 \mu m$.



Obr. č. 6.1: Průběh spektrální intenzity záření dokonale černého tělesa [11]

Lambertův zákon platí v rozmezí $0 < \varphi < \pi/2$ pro záření zdroje do poloprostoru a to ve směru, který svírá s normálou plochy úhel φ

$$E_{0,\varphi} = E_{0,n} \cdot \cos\varphi \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.21)$$

kde: $E_{0,n}$ – hustota zářivého toku ve směru normály $[W \cdot m^{-2}]$.

6.3.2 Záření skutečných těles [11], [12], [13]

Skutečná tělesa vykazují oproti černému dokonalému tělesu řadu odchylek:

- vždy vyzařují a pohlcují menší množství zářivé energie,
- spektrum nemusí být spojitě a spektrální intenzita vyzařování často neodpovídá Planckovu zákonu
- neřídí se Lambertovým zákonem.

V praxi se zavádí pojem „šedé těleso“, které má spektrální složení v závislosti na délce vlny stejné, jako je tomu u dokonale černého tělesa. Proto lze používat pro šedé těleso beze změny Wienův posouvací zákon. Planckův a Stefan – Boltzmannův zákon lze používat upravené tak, že konstanty c_1 a σ se násobí pokusně určeným bezrozměrným součinitelem. Např. Stefan – Boltzmannův zákon je upraven do tvaru

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.22)$$

kde: ε – poměrná zářivost (emisní součinitel) $\Rightarrow 0 < \varepsilon < 1$ [1].

6.3.3 Záření plynů, par a plamene [11], [12], [13]

O jednoatomových a většiny dvouatomových plynech lze říct, že se jedná o dokonale propustné plyny. V praxi nás však zajímá záření plynů víceatomových. Ve spalínách se jedná především o oxid uhličitý a vodní páry. Na rozdíl od záření pevných těles má záření plynů tyto odlišnosti:

- záření s výrazně selektivním charakterem, k vyzařování a pohlcování energie plyny dochází pouze v určitých intervalech vlnových délek,
- k vyzařování a pohlcování dochází v celém objemu.

Intenzita vyzařování plynů neroste se čtvrtou mocninou absolutní teploty. Pro zjednodušení výpočtů se však nejčastěji předpokládá platnost upraveného Stefan – Boltzmannova zákona. Poté pro intenzitu vyzařování do plynného tělesa (do dokonale černého prostoru s $T = 0$ K) platí

$$E_p = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot T_p^4 \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.23)$$

kde:	E_p – intenzita vyzařování plynného tělesa	$[W \cdot m^{-2}]$,
	ε_p – emisní součinitel plynu	$[1]$,
	σ – Stefan – Boltzmannova konstanta	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
	T_p – absolutní teplota plynu	$[K]$.

Emisní součinitel plynu je závislý na jeho parciálním tlaku a účinné tloušťce vrstvy. Lze ho určit např. pomocí vztahu pro výpočet hustoty tepelného toku předávaného plynným tělesem stěně, jež ho obklopuje

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4) \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.24)$$

kde:	ε'_s – efektivní stupeň černosti stěny	$[1]$,
	A_p – absorpční součinitel	$[1]$,
	T_s – absolutní teplota stěny	$[K]$.

Efektivní stupeň černosti stěny platí při $\varepsilon_s = 0,8 - 1$ a lze jej spočítat ze vztahu

$$\varepsilon' = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1) \quad [1], \quad (6.25)$$

kde:	ε_s – emisní stupeň černosti stěny	$[1]$.
------	--	---------

Emisní součinitel plynu, obsahující CO_2 a H_2O lze spočítat z rovnice

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad [1], \quad (6.26)$$

kde: ε_{CO_2} – emisní součinitel oxidu uhličitého [1],

ε_{H_2O} – emisní součinitel vodní páry [1],

β – korektní součinitel [1],

$\Delta\varepsilon$ – korekce vzájemného překrytí [1].

Pro výpočet absorpčního součinitele platí

$$A_p = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n \quad [1], \quad (6.27)$$

kde: n – konstanta závislosti na teplotě stěny [1].

V případě záření svítivého plamene se výpočet provádí přibližný z důvodu potíží při určování stupně černosti a střední efektivní teploty plamene. Hustotu tepelného toku předávaného z prostoru (vyplněného svítivým plamenem) stěnám, jež prostor obklopují, lze vypočíst přibližným vztahem

$$q_{pl,s} = \varepsilon_{pl} \cdot \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot (T_{pl}^4 - T_s^4) \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (6.28)$$

kde: $q_{pl,s}$ – hustota tepelného toku $[W \cdot m^{-2}]$,

ε_{pl} – stupeň černosti plamene [1],

ε_s – stupeň černosti stěny [1],

T_{pl} – absolutní teplota plamene [K],

T_s – absolutní teplota stěny [K].

7 Základní popis kotle [14], [15]

Hlavním cílem této diplomové práce je navržení úprav kotle Hercules U28 (viz obr. č. 7.1), z důvodu snížení emisí oxidu uhelnatého. Hercules U28 je litinový kotel firmy Viadrus, určený pro vytápění rodinných domků, škol, obchodů apod. Jedná se o teplovodní kotel s přirozeným (případně i s nuceným) oběhem vody, s pracovním přetlakem do 400 kPa.



Obr. č. 7.1: Hercules U28 (5-ti článkový) [14]

Mezi přednosti kotle patří:

- vysoká životnost litinového výměníku, dlouhodobě ověřená konstrukce,
- účinnost spalování až 82 %, jednoduchá obsluha a údržba,
- odstupňování výkonu dle počtu článků.

Tento kotel je určen pro spalování černého a hnědého uhlí (doplňkově lze spalovat dřevo). Způsob spalování je odhořivací bez nuceného přívodu vzduchu. Dosahuje 3. emisní třídy. V mém případě se budu zabývat 5-ti článkovou variantou, ve které bude spalováno hnědé uhlí. Dle počtu článků se výkon pohybuje v rozmezí 19 až 44 kW.

Od ledna 2018 bude možno prodávat pouze zařízení, která splní emisní třídu 4 a výše. Tzn., že při stávajících podmínkách by došlo k ukončení prodeje tohoto kotle.

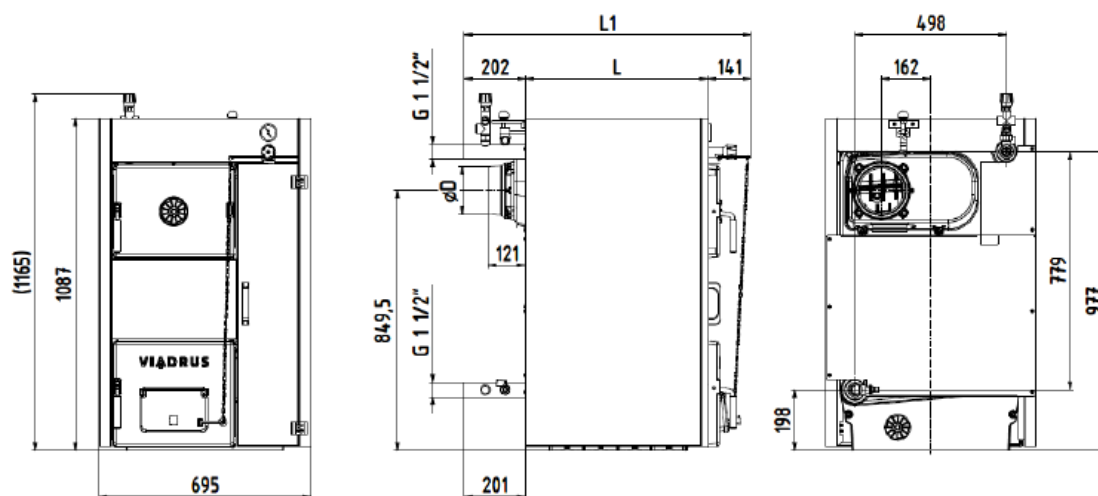
V následujících tabulkách (7.1 a 7.2) lze najít rozměry a technické parametry kotle při spalování hnědého uhlí a na obr. č. 7.2 a tab. č. 7.3 jsou hlavní rozměry kotle.

Počet článků	ks	4	5	6	7
Třída kotle dle EN 303 - 5	-	3			
Objem palivové šachty	l	45,6	61,9	78,2	94,9
Obsah vody	l	52,6	62	71,7	81,3
Hmotnost	kg	364	437	510	583
Hloubka spalovací komory	mm	311	422	533	644
Průměr kouřového hrdla	mm	156			
Rozměry kotle: - výška x šířka	mm	1165 x 695			
- hloubka L	mm	831	942	1053	1164
Rozměry plnicího otvoru	mm	318 x 265			
Maximální provozní přetlak vody	kPa (bar)	400 (4)			
Minimální provozní přetlak vody	kPa (bar)	50 (0,5)			
Zkušební přetlak vody	kPa (bar)	800 (8)			
Hydraulická ztráta kotle	-	viz obr. č. 1			
Minimální teplota vstupní vody	°C	45			
Rozsah regulace teploty vody	°C	60 – 85			
Hladina hluku	dB	Nepřesahuje hladinu 65 dB (A)			
Připojky kotle – topná voda	"	1 1/2			
- vratná voda	"	1 1/2			
Teplota chladicí vody pro zařízení pro odvádění přebytečného tepla	°C	5 – 20			
Přetlak chladicí vody pro zařízení pro odvádění přebytečného tepla	kPa (bar)	200 – 600 (2 - 6)			

Tabulka č. 7.1: Rozměry, technické parametry kotle [15]

Počet článků	ks	4	5	6	7
Jmenovitý tepelný výkon	kW	19	25	30	35
Spotřeba paliva při jmenovitém tepelném výkonu	kg.h ⁻¹	3,7	4,7	5,8	6,8
Výhřevnost paliva	MJ.kg ⁻¹	19,68			
Doba hoření při jmenovitém výkonu	hod	4			
Teplota spalin na výstupu při jmenovitém tepelném výkonu	°C	232 – 288			
Hmotnostní průtok spalin při jmenovitém tepelném výkonu	kg.s ⁻¹	0,0156	0,0205	0,0254	0,0303
Účinnost	%	80	79	79,5	78,5
Požadovaný tah	mbar	0,16	0,2	0,25	0,30

Tabulka č. 7.2: Technické parametry – palivo hnědé uhlí [15]



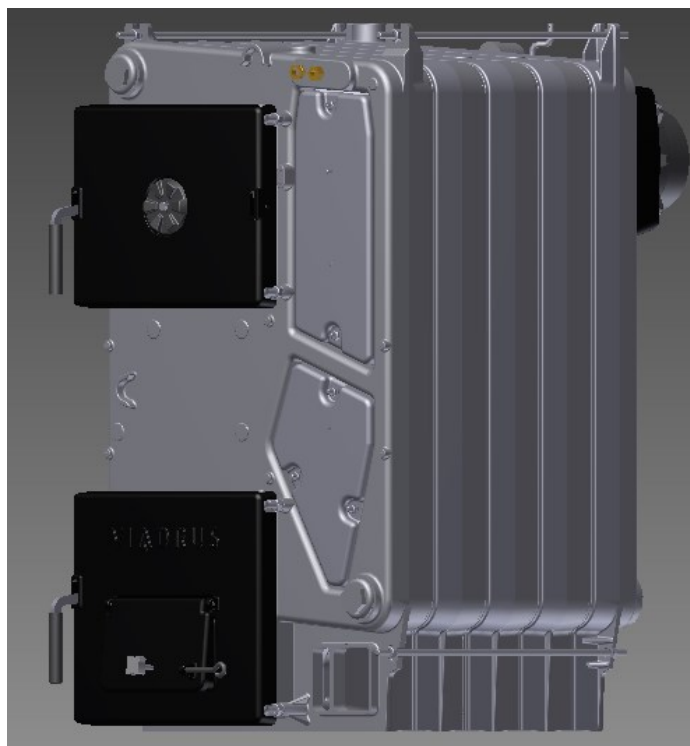
Obr. č. 7.2: Hlavní rozměry kotle [15]

		4	5	6	7
L	mm	492	603	714	825
L1	mm	831	942	1053	1164
D	mm	156			

Tabulka č. 7.3: Hlavní rozměry kotle [15]

7.1 Konstrukční řešení kotle, popis spalování [14], [15]

Jak již bylo v předchozí kapitole řečeno, hlavní částí kotle je litinový výměník, jenž se skládá ze tří středních článků, jednoho předního a jednoho zadního článku. Jsou vyrobeny ze šedé litiny dle normy ČSN EN 1561. Tyto články jsou na sebe nalisovány a staženy šroubovými tyčemi. Mezi články před nalisováním byl aplikován tmel, kvůli těsnosti. Do spojovacích otvorů, kterými proudí voda, byly vloženy kovové vložky, taktéž kvůli těsnosti. Lze tedy říct, že články slouží jako prostor pro spalování, výměnu tepla mezi spaliny a vodou, taktéž slouží jak prostor pro přívod paliva a odvod popela. Jmenovitý výkon 5-ti článkového kotle U28 na hnědé uhlí je 25 kW.



Obr. č. 7.3: Kotlové těleso

Na obr. č. 7.3 je možno si všimnout všech pěti článků stažených čtyřmi šroubovými tyčemi. V levé horní části se nacházejí příkládací dvířka pro přívod paliva. V těchto dvířkách je umístěna růžice pro regulování přívodu primárního vzduchu. V levé dolní části jsou situována popelníková dvířka, které slouží pro odvod popela a čišění

spalovací komory. Na nich je umístěná tzv. dusivka, jež slouží pro přívod sekundárního vzduchu. Dusivku je možno regulovat ručně stavěcím šroubem nebo pomocí regulátoru tahu (lze vidět na obr. č. 7.1). V pravé dolní části se nachází otvor pro malý popelník. Tento otvor rovněž slouží jako přívod terciálního vzduchu. V pravé horní části se nachází poklopy (krátký a dlouhý) pro čištění spalínového prostoru.

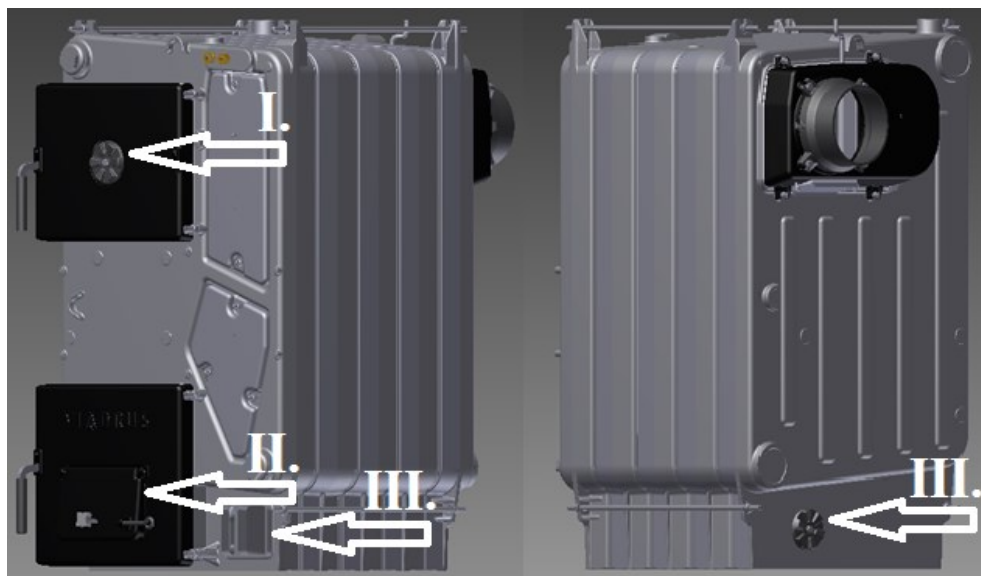


Obr. č. 7.4: Kotlové těleso – zadní strana

Na obr. č. 7.4 lze vidět zadní stranu kotle. V horní části je umístěn kouřový nástavec a v dolní části lze vidět růžici taktéž určenou pro přívod terciálního vzduchu do spalínového prostoru.

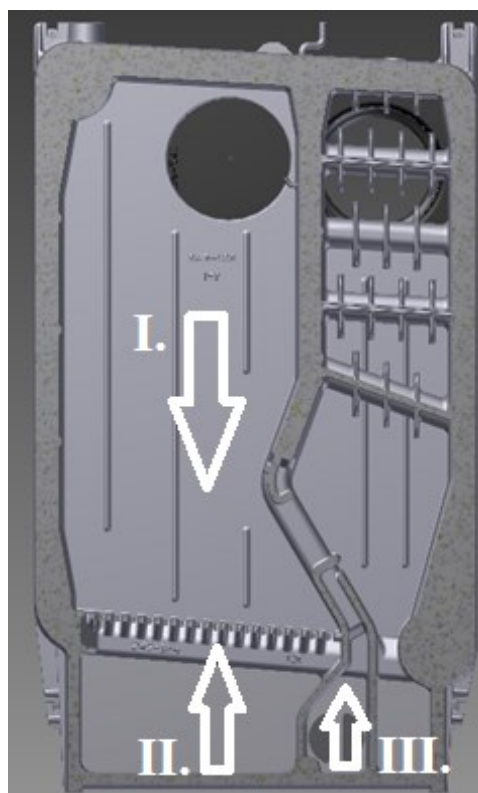
V levém dolním a v pravém horním rohu jsou otvory pro vstup (zpátečka) a výstup topné vody.

Na následujícím obrázku jsou pro upřesnění znázorněny veškeré přívody vzduchu.

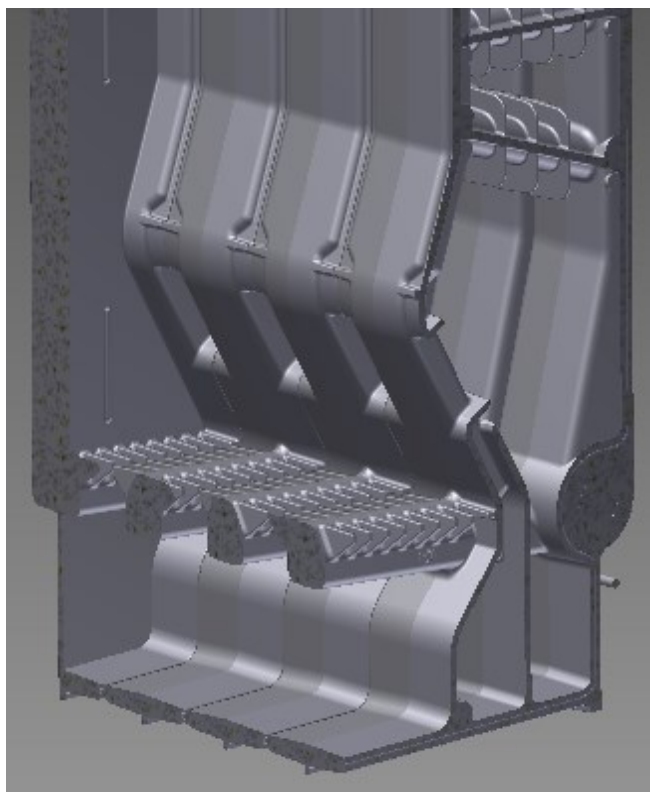


Obr. č. 7.5: Přívod veškerého vzduchu do kotle (I. – primár, II. – sekundár, III. – terciál)

Bylo řečeno, že se jedná o kotel, kde probíhá spalování s bočním odhoříváním. Na obrázku č. 7.6 je řez kotlem, kde lze vidět v levé části prostor pro palivo, dole je pak vodou chlazený rošt. Palivo poté hoří skrze boční trysky, jež jsou umístěny v mezistěně litiny (viz obr. č. 7.7) a následují do spalínové komory umístěné vpravo. V horní části jsou teplosměnné plochy se žebrováním.



Obr. č. 7.6: Řez kotlem



Obr. č. 7.7: Řez kotlem – Boční trysky pro odvod plamene

8 Emise CO [16]

O oxidu uhelnatém lze obecně říci, že je spojen s nedokonalým spalováním (neúplnou oxidací uhlíku na finální produkt CO_2). Hlavními příčinami tohoto nedokonalého spalování jsou nedostatečné míšení paliva s okysličovadlem a nedodržení vhodných teplotních poměrů.

Emisní limity pro CO jsou obecně velice přísné. Důvodem je jednak snaha o co nejvyšší využití chemické energie paliva, ale především to, že nízké emise CO = nízké emise uhlovodíků (především vysokomolekulární uhlovodíky jsou karcinogenní). Tvorba uhlovodíků je vyšší hlavně při spalování biomasy a dřeva, jelikož obsahují velké množství prchavé hořlaviny a jsou tedy více náchylnější pro tvorbu uhlovodíků.

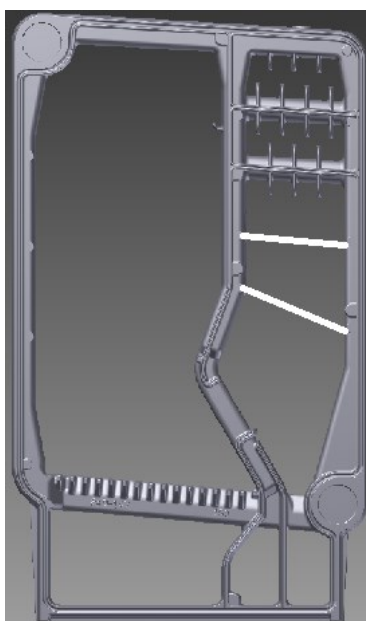
Pro můj případ je stěžejní norma ČSN EN 303-5, kde lze mimo jiné najít emisní limity pro kotle na tuhá paliva do jmenovitého výkonu 300 kW. Jsou zde obsaženy jednotlivé emisní limity pro daná zařízení a jednotlivé tepelné výkony. Tyto mezní hodnoty emisí lze vidět v tabulce č. 7.4.

Dodávka paliva	Palivo	Jmenovitý tepelný výkon	Mezní hodnoty emisí															
			CO			OGC			prach									
			mg/m ³ při 10% O ₂ ^a															
			třída	třída	třída	třída	třída	třída	třída	třída	třída							
			3	4	5	3	4	5	3 ^b	4	5							
ruční	biopaliva	≤ 50	5 000	1 200	700	150	50	30	150	75	60							
		> 50 ≤ 150	2 500			100			150									
		> 150 ≤ 500	1 200			100			150									
	fosilní paliva	≤ 50	5 000			150			125									
		> 50 ≤ 150	2 500			100			125									
		> 150 ≤ 500	1 200			100			125									
	samočinná	biopaliva	≤ 50			3 000			1 000			500	100	30	20	150	60	40
			> 50 ≤ 150			2 500							80			150		
			> 150 ≤ 500			1 200							80			150		
fosilní paliva		≤ 50	3 000	100	125													
		> 50 ≤ 150	2 500	80	125													
		> 150 ≤ 500	1 200	80	125													

Tab. č. 8.1: Mezní hodnoty emisí [6]

9 Původní stav

Aby bylo možno dělat jakékoliv úpravy na tomto kotli, bylo zapotřebí zjistit a změřit kotel v původním stavu. Tento stav kotle je popsán v kapitole 7.1. K testování se mi dostalo 5-ti článkového kotle U28 již s úpravou, kde byly vyřezány dvě teplosměnné přepážky ve spalínové komoře. Toto je možno vidět na obr. č. 9.1 (na obr. č. 7.6 je znázorněna neupravená verze). Tyto přepážky byly odstraněny (bílé čáry značí odebrané přepážky) z důvodu zvětšení spalínové komory. Nevýhodou je zase zmenšení teplosměnných ploch a tudíž i zvýšení teploty spalín na výstupu z kotle.



Obr. č. 9.1: Střední článek kotle bez dvou teplosměnných přepážek

9.1 Počáteční měření kotle

Cílem prvotního měření bylo zjistit, jak kotel hoří po stránce emisí, jaké množství vzduchu je přiváděno do kotle a taktéž jaký je průběh teplot ve spalinové komoře. Měření bylo provedeno na zkušebně firmy Viadrus a.s., oddělení výzkumu a vývoje.

K zátopu došlo v 7:15. Po ustálení na výkonu 25 kW bylo nastavení přívodů vzduchů následující:

- I. vzduch – otevření růžice v příkládacích dvířkách – 8 mm
- II. vzduch – otevření dusivky v popelníkových dvířkách – 32 mm
- III. vzduch – otevření růžice v zadní části kotlového tělesa – 5 mm.

Použité palivo bylo Bílinské nízkosíraté hnědé uhlí typu ořech 1 (viz kapitola 9.2). Průběh hoření bylo možno pozorovat skrze upravený krátký poklop, na který bylo namontováno žáruvzdorné sklo. Tvar plamene je možno vidět na následujícím obrázku.



Obr. č. 9.2: Tvar plamene ve spalinové komoře

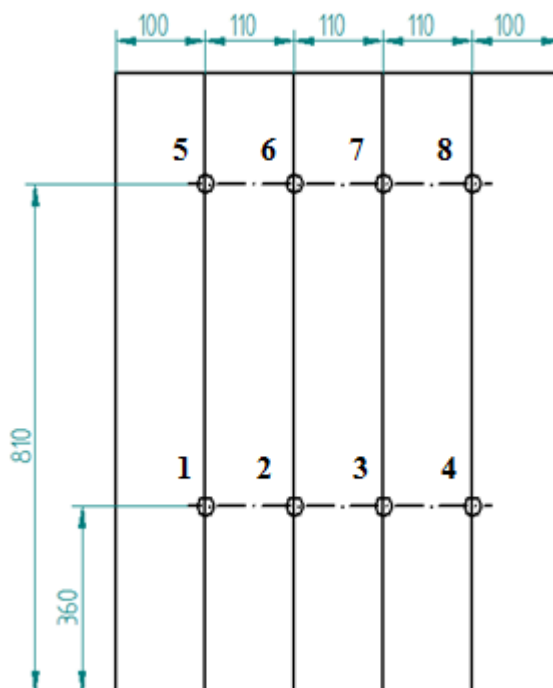
Měření teplot

Ke zjištění teplot ve spalinové komoře bylo použito osmi termočlánků typu K (Cr – Al), jenž byly vloženy do komory pomocí 4 mm děr vyvrtaných do mezičlánekového prostoru (viz obr. 9.3) tak, aby nedošlo k poškození vodního prostoru.



Obr. č. 9.3: Měření teplot ve spalinové komoře pomocí termočlánků

Teploty byly vyhodnocovány pomocí monitorovacího systému MS55D. Termočlánky byly rozmístěny do středu spalinové komory, aby nedocházelo k ovlivnění teploty chladnější stěnou kotle. Taktéž bylo zapotřebí oblepit termočlánek hliníkovou páskou v blízkosti díry, aby nedocházelo k nasávání falešného vzduchu. Rozměrové rozvržení termočlánků znázorňuje následující obrázek.



Obr. č. 9.4: Schéma rozvržení děr pro termočlánky

V následující tabulce jsou průměrné teploty z dvouhodinového měření z jednotlivých měřících míst.

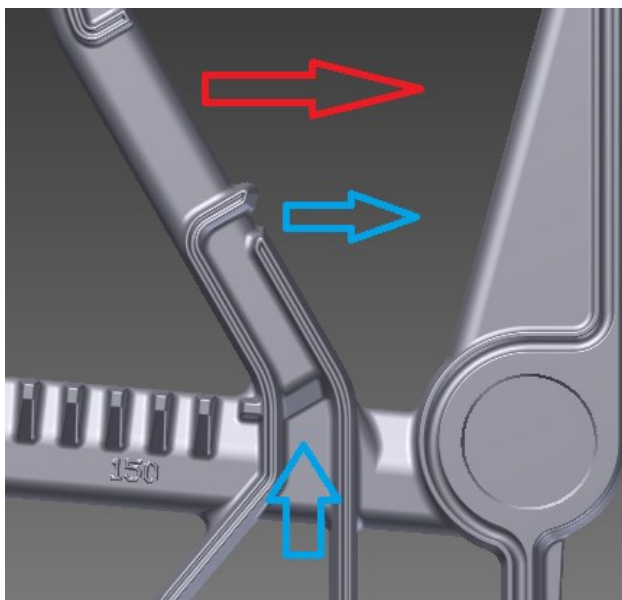
	Bod č.1	Bod č. 2	Bod č. 3	Bod č. 4	Bod č. 5	Bod č. 6	Bod č. 7	Bod č. 8
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Průměrná teplota	566,2	682,5	691,4	526,1	620,0	547,0	485,0	456,3

Tabulka č. 9.1: Průměrné hodnoty naměřených teplot

Z tabulky vyplývá, teploty ve spalinové komoře jsou nízké. Na základě teoretické úvahy se domnívám, že nízké teploty a tím i špatné hoření a dopalování CO je způsobeno hned několika faktory.

Jedním z nich je ochlazení plamene procházejícího skrz trysky. Tento plamen při odhořívání prochází přes trysky (díry v litinové mezistěně), které jsou chlazeny vodou. Tudíž lze říct, že dochází k ochlazení plamene a tím i zhoršení podmínek pro následnou reakci s terciálním vzduchem.

Jako další problémový faktor shledávám nízkou teplotu terciálního vzduchu. Tento vzduch je přiváděn pomocí růžice umístěné v zadní části kotlového tělesa. Průměrná teplota vzduchu při měření činila 25,15 °C. Vzduch je přiveden úzkým litinovým kanálem pod trysku plamene. Vzduch nemá šanci se ohřát na požadovanou teplotu, tudíž má vysokou viskozitu a nedojde k dokonalému promíšení se spaliny, jež mají naopak nízkou viskozitu. Na obrázku č. 9.5 je znázorněn výstup plamene (červeně) a výstup studeného vzduchu skrz kanál v litině (modře).



Obr. č. 9.5: Výstup plamene a terciálního vzduchu

Tyto teoretické úvahy budou ověřeny pomocí simulace v programu Ansys – CFX.

Měření množství vzduchu

Dále bylo zapotřebí zjistit, kolik vzduchu jde při spalování do kotle. Princip měření spočíval v tom, že v připravených měřících tratích byly vyvrtány otvory (dle ČSN ISO 10780) pro měření rychlostí vzduchu. K tomuto měření bylo použito vrtulkového anemometru, který byl napojen na vyhodnocovací jednotku Ahlborn. Na obrázku č. 9.6 je možno vidět připravený kotel k měření rychlostí proudění vzduchů.



Obr. č. 9.6: Měřící tratě vzduchu – počáteční měření

Jak lze vidět, měřili se všechny přívody vzduchu (primární – nahoře, sekundární – dole, terciální – vzadu). Taktéž bylo zapotřebí zjistit, zda nedochází k nasávání falešného vzduchu. Toho bylo docíleno pomocí kontroly kouřovou tyčinkou.

V tabulce č. 9.2 jsou průměrné hodnoty z měření rychlostí vzduchu.

	I.	II.	III.
Průměrná rychlost [m.s ⁻¹]	0,81	1,37	0,71
Průměr měřícího potrubí [m]	0,055	0,094	0,11

Tabulka č. 9.2: Naměřené hodnoty rychlostí vzduchu

Pro celkové množství přivedeného vzduchu musí platit rovnice

$$\dot{V}_{vz,celk} = \dot{V}_{vz,I} + \dot{V}_{vz,II} + \dot{V}_{vz,III} \quad [m_N^3 \cdot s^{-1}], \quad (9.1)$$

kde: $\dot{V}_{vz,celk}$ – celkové množství vzduchu $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$,

$\dot{V}_{vz,I}$ – množství primárního vzduchu $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$,

$\dot{V}_{vz,II}$ – množství sekundárního vzduchu $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$,

$\dot{V}_{vz,III}$ – množství terciálního vzduchu $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$.

Pro jednotlivé přívody vzduchu se množství spočítá pomocí následující rovnice (vč. přepočtu na NP)

$$\dot{V}_{vz,x} = w_{vz,x} \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p}{p_N} \cdot 3600 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}], \quad (9.2)$$

kde:	$\dot{V}_{vz,x}$ – objemový tok xtého přívodu vzduchu	$[m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$,
	$w_{vz,x}$ – rychlost proudění xtého přívodu vzduchu	$[m \cdot s^{-1}]$,
	d_x – průměr měřícího potrubí xtého přívodu vzduchu	$[m]$,
	T_N – teplota nasávaného vzduchu za NP	$[K]$,
	T – teplota nasávaného vzduchu	$[K]$,
	p – tlak okolí	$[Pa]$,
	p_N – tlak okolí za NP	$[Pa]$.

Průměrná teplota nasávaného vzduchu byla 25,15 °C a tlak okolí 102 570 Pa. Po dosazení naměřených hodnot do rovnice (9.1) získáme

$$\dot{V}_{vz,I} = 0,81 \cdot \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 25,15} \cdot \frac{102570}{101325} \cdot 3600 = 6,4440 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}],$$

$$\dot{V}_{vz,II} = 1,37 \cdot \frac{\pi \cdot 0,094^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 25,15} \cdot \frac{102570}{101325} \cdot 3600 = 31,6855 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}],$$

$$\dot{V}_{vz,III} = 0,71 \cdot \frac{\pi \cdot 0,11^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 25,15} \cdot \frac{102570}{101325} \cdot 3600 = 22,3573 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}].$$

Poté lze dosadit do (9.1)

$$\dot{V}_{vz,celk} = 6,4440 + 31,6855 + 22,3573 = 60,4867 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}].$$

Na základě výpočtů bylo zjištěno, že objemový tok primárního vzduchu je 6,44 m³.hod⁻¹, sekundárního 31,69 m³.hod⁻¹, terciálního 22,36 m³.hod⁻¹.

Měření emisí

Jak již bylo v předchozích kapitolách řečeno, kotel U28 5-ti článkový splňuje dle ČSN EN 303-5 třetí emisní třídu, takže tento kotel již nebude možno od ledna 2018 prodávat. Bylo zapotřebí změřit emise v tomto (původním) stavu. Měření emisí bylo provedeno pomocí analyzátoru ABB A0 2020. Odběrové místo lze vidět na následujícím obrázku.



Obr. č. 9.7: Odběrové místo spalín

V následující tabulce jsou průměrné hodnoty z měření ihned po přiložení. Jelikož nebylo přiloženo maximum paliva, po zhruba dvou hodinách začalo docházet palivo. Proto jsou následující hodnoty aritmetickými průměry z dvouhodinového měření.

	O ₂	CO ₂	CO	CO	CxHy	OGC	NO _x	NO _x
	%	%	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂
Průměr	7,69	11,66	1180,89	1429,94	69,32	93,95	181,36	306,82

Tabulka č. 9.3: Průměrné hodnoty emisí (původní stav)

Při porovnání naměřených hodnot s emisními limity dle ČSN EN 303-5 (tabulka 7.4) dojdeme k závěru, že emise CO jsou skutečně v souladu s třetí emisní třídou. Co se týče naměřené hodnoty OGC, taktéž náleží do třetí emisní třídy, ovšem průměr naměřených hodnot je na hraně s emisním limitem.

9.2 Stechiometrické výpočty

Na základě naměřených hodnot je zapotřebí provést stochiometrické výpočty pro zadané palivo. Jedná se o tříděné Bílinské nízkosírnaté hnědé uhlí (ořech 1) a zrnitosti 20 – 40 mm. V tabulce č. 9.1 lze vidět chemické složení daného uhlí.

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Výhřevnost	Q_i^r	MJ.kg ⁻¹	17,6
Obsah vody (surový)	W_t^r	%	30,2
Obsah popeloviny (sušina)	A^d	%	9,8
Obsah uhlíku (hořlavina)	C^{daf}	%	71,41
Obsah vodíku (hořlavina)	H^{daf}	%	5,45
Obsah dusíku (hořlavina)	N^{daf}	%	0,89
Obsah kyslíku (hořlavina)	O^{daf}	%	21,99
Obsah síry (surový)	S^r	%	0,77

Tabulka č. 9.4: Chemické složení paliva (původní) [17]

Palivo je potřeba přepočítat na surový stav. Pro přepočty jednotlivých vztahů jsou použity následující vztahy

$$A^r = A^d \cdot (1 - W_t^r) \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (9.3)$$

kde: A^r – obsah popeloviny v surovém stavu [1],

$$A^r = 0,098 \cdot (1 - 0,302) = 0,0684 \quad [1],$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - W_t^r - A^r) \quad [1], \quad (9.4)$$

kde: H^r – obsah vodíku v surovém stavu [1],

$$H^r = 0,0545 \cdot (1 - 0,302 - 0,0684) = 0,0343 \quad [1],$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - W_t^r - A^r) \quad [1], \quad (9.5)$$

kde: C^r – obsah uhlíku v surovém stavu [1],

$$C^r = 0,7141 \cdot (1 - 0,302 - 0,0684) = 0,4496 \quad [1],$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - W_t^r - A^r) \quad [1], \quad (9.6)$$

kde: N^r – obsah dusíku v surovém stavu [1],

$$N^r = 0,0089 \cdot (1 - 0,302 - 0,0684) = 0,0056 \quad [1],$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - W_t^r - A^r) \quad [1], \quad (9.7)$$

kde: O^r – obsah kyslíku v surovém stavu [1],

$$O^r = 0,2199 \cdot (1 - 0,302 - 0,0684) = 0,1385 \quad [1].$$

V následující tabulce je pro lepší přehled uvedeno přepočtené chemické zadání.

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Výhřevnost	Q_i^r	MJ.kg ⁻¹	17,6
Obsah vody (surový)	W_t^r	%	30,2
Obsah popeloviny (surový)	A^r	%	6,84
Obsah uhlíku (surový)	C^r	%	44,96
Obsah vodíku (surový)	H^r	%	3,43
Obsah dusíku (surový)	N^r	%	0,56
Obsah kyslíku (surový)	O^r	%	13,85
Obsah síry (surový)	S^r	%	0,77

Tabulka č. 9.5: Chemické složení paliva (přepočtené)

Potřebné množství kyslíku

Potřebné množství kyslíku pro spálení jednotlivých prvků obsažených v palivu lze zjistit z rovnice (5.1)

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot 0,4496 + \frac{22,4}{32} \cdot 0,0077 + \frac{22,4}{4} \cdot 0,0343 - \frac{22,4}{32} \cdot 0,1385$$

$$V_{O_2,t} = 0,9398 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství teoretického vzduchu

Lze zjistit z rovnice (5.2)

$$V_{vz,t}^S = \frac{1}{0,21} \cdot 0,9398 = 4,4751 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství teoretického vzduchu vlhkého

Jelikož vzduch obsahuje vodu, je důležité s ní počítat. Součinitel vlhkosti volím $u = 1,04$. Dosadím do rovnice (5.3)

$$V_{vz,t}^V = 1,04 \cdot 4,4751 = 4,6541 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství skutečného vzduchu vlhkého

K vypočtení skutečného množství vlhkého vzduchu je zapotřebí zjistit přebytek vzduchu. Ten lze zjistit z naměřené koncentrace kyslíku, viz vztah (5.13). Jelikož je ve výrazu obsažen poměr množství spalín (teoretických) a množství vzduchu (teoretického), který má v případě spalování tuhých paliv hodnotu blízkou jedné, lze použít následující zjednodušení:

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2} \quad [1]. \quad (9.8)$$

Při prvním měření byla naměřena průměrná koncentrace $O_2 = 7,69 \%$. Po dosazení bude přebytek vzduchu

$$n = 1 + \frac{0,0769}{0,21 - 0,0769} = 1,58 \quad [1].$$

Skutečný vlhký vzduch se poté spočte podle (5.6)

$$V_{vz}^V = 1,58 \cdot 4,6541 = 7,3406 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství spalín teoretických suchých

Dle vztahu (5.7) zjistím teoretické množství suchých spalín

$$V_{sp,t}^S = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4496 + \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0077 + \frac{22,4}{28,02} \cdot 0,0056 + 0,7905 \cdot 4,4751$$

$$V_{sp,t}^S = 4,3794 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství spalín skutečných suchých

Ve skutečných suchých spalínách se vyskytne přebytek vzduchu. Po dosazení do rovnice dle (5.8)

$$V_{sp}^S = 4,3794 + (1,58 - 1) \cdot 4,4751 = 6,9641 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství spalín skutečných vlhkých

Jelikož skutečné palivo obsahuje vodu, jež se při spalování vypaří, je nutno ji zahrnout do bilance. Množství vodní páry určíme na základě vztahu (5.9)

$$V_{H_2O} = \frac{44,80}{4,032} \cdot 0,0343 + \frac{22,40}{18} \cdot 0,302 + (1,04 - 1) \cdot 1,58 \cdot 4,4751$$

$$V_{H_2O} = 1,0394 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Součtem suchých spalín a vody dostaneme skutečné množství vlhkých spalín dle (5.10)

$$V_{sp}^V = 6,9641 + 1,0394 = 8,0035 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství jednotlivých složek ve spalínách

Tato množství je možno zjistit ze spalovacích rovnic pro určitý prvek

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4496 = 0,8333 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,02} \cdot N^r + 0,7905 \cdot n \cdot V_{vz,t}^S$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,02} \cdot 0,0056 + 0,7905 \cdot 1,58 \cdot 4,4751 = 5,5840 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0077 = 0,0053 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^S$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,58 - 1) \cdot 4,4751 = 0,5428 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{H_2O} = 1,0394 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Koncentrace jednotlivých složek ve spalínách

Koncentrace lze spočítat jako poměr objemů daných složek ke skutečnému množství vlhkých spalín dle (5.11)

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,8333}{8,0035} \cdot 100 = 10,4118 \quad [\%],$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sp}^V} \cdot 100 = \frac{5,5840}{8,0035} \cdot 100 = 69,7700 \quad [\%],$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,0053}{8,0035} \cdot 100 = 0,0657 \quad [\%],$$

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,5428}{8,0035} \cdot 100 = 6,7818 \quad [\%],$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{1,0394}{8,0035} \cdot 100 = 12,9869 \quad [\%].$$

Kontrola se provede následovně

$$\omega_{CO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{O_2} + \omega_{H_2O} = 100$$

$$10,4118 + 69,7700 + 0,0657 + 6,7818 + 12,9869 = 100,0161 \quad [\%].$$

9.3 Tepelný výpočet ve spalinové komoře – teplota stěny

Po této kapitole následuje matematická simulace v programu Ansys – CFX. Aby byla simulace uskutečněna, je nutno znát okrajové podmínky. Mezi ně taktéž patří teplota stěny ve spalinové komoře. Jelikož se jedná o přibližný výpočet, je možno si úlohu zjednodušit kvůli složitosti výpočtu. Zjednodušení jsou následující – všechny chlazené stěny ve spalinové komoře budou mít konstantní teplotu, přestup tepla radiací se bude uvažovat pouze pro spaliny.

Přestup tepla konvekcí na straně spalin

Nejdříve je potřeba spočítat skutečný objem spalin, jenž proudí ve spalinové komoře

$$V_{sp,ef} = \frac{(\dot{m}_{pal} \cdot V_{sp}^V) \cdot T_{sp} \cdot p_N}{T_N \cdot p_{sp}} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]. \quad (9.9)$$

kde:	\dot{m}_{pal} – hmotnostní tok paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$,
	V_{sp}^V – množství skutečných vlhkých spalin	$[m_N^3 \cdot kg_p^{-1}]$,
	T_{sp} – teplota spalin	$[K]$,
	T_N – teplota spalin za NP	$[K]$,
	p_{sp} – tlak spalin	$[Pa]$,
	p_N – tlak spalin za NP	$[Pa]$.

$$V_{sp,ef} = \frac{(0,0018 \cdot 8,0035) \cdot 893,15 \cdot 101325}{273,15 \cdot 102500} = 0,0466 \quad [m^3 \cdot s^{-1}].$$

Nyní lze spočítat rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp,ef}}{S} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (9.10)$$

kde: S – průřez v horní části spalínové komory $[\text{m}^2]$.

$$w_{sp} = \frac{0,0466}{0,0710} = 0,6548 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}].$$

Pro další výpočty je nutno zjistit tzv. hydraulický průměr kanálu (charakteristický rozměr) dle rovnice (6.12)

$$d_h = \frac{4 \cdot 0,0710}{1,19} = 0,2385 \quad [\text{m}],$$

Následuje výpočet Reynoldsova kritéria. Všechny neznámé veličiny jsou určeny z přílohy. Jelikož v tabulce nejsou hodnoty přesně pro teplotu spalin, je nutno provést lineární interpolaci.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_h}{\nu} \quad [1], \quad (9.11)$$

kde: ν – kinematická viskozita spalin $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$,

$$Re = \frac{0,6548 \cdot 0,2385}{97,94 \cdot 10^{-6}} = 1594,4614 \quad [1].$$

Výsledkem bylo zjištěno, že se jedná o laminární proudění. Použiji proto vztah (6.13). Zde se vyskytuje problém, jelikož vztah (6.13) zahrnuje také Grashofovo kritérium, které počítá s teplotou stěny, jež je pro mě neznámou. Je tedy potřeba určit libovolně teplotu stěny a následně pomocí iteračních výpočtů tuto teplotu zpřesnit. Navrhuji předběžně teplotu stěny 250 °C. Určovací teplotou je aritmetický střed mezi teplotou tekutiny a stěny.

$$Gr = \frac{g \cdot d_h^3}{\nu^2} \cdot \frac{1}{T_{urč}} \cdot (T_{sp} - T_{st}) \quad [1], \quad (9.12)$$

kde: g – gravitační zrychlení $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$,

$T_{urč}$ – určovací teplota $[\text{K}]$,

T_{st} – teplota stěny spalínové komory $[\text{K}]$.

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,2385^3}{68,48 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1}{708,15} \cdot (893,15 - 523,15) = 14,83 \cdot 10^6 \quad [1].$$

Nyní je možno dosadit do rovnice (6.13)

$$Nu = 0,74 \cdot (1594,46 \cdot 0,6446)^{0,2} \cdot (14,83 \cdot 10^6 \cdot 0,6446)^{0,1} \cdot 1,9$$

$$Nu = 28,0800 \quad [1].$$

Součinitel přestupu α je možno zjistit z kritériální rovnice pro Nusseltovo kritérium. Součinitel tepelné vodivosti λ opět zjistím z přílohy a opět bude zapotřebí provést lineární interpolaci.

$$Nu = \frac{\alpha_{sp,kon} \cdot d_h}{\lambda} \quad [1], \quad (9.13)$$

kde: $\alpha_{sp,kon}$ – součinitel přestupu tepla na straně spalin $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 λ – součinitel tepelné vodivosti spalin $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

$$\alpha_{sp,kon} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} = \frac{28,0800 \cdot 6,0052 \cdot 10^{-2}}{0,2385} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (9.14)$$

$$\alpha_{sp,kon} = 7,0706 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}].$$

Přestup tepla radiací na straně spalin

Dále je zapotřebí zjistit součinitele přestupu tepla radiací, jelikož teplota spalin není tak nízká, aby se mohla zanedbat. Nejdříve se určí stupeň černosti stěny. Volí se v rozmezí 0,8 – 1. Zvolil jsem tedy $\varepsilon_s = 0,85$. Efektivní stupeň černosti stěny se vypočte dosazením do vztahu (6.25)

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,85 + 1) = 0,9250 \quad [1].$$

Dalším výpočtem je výpočet parciálních tlaků tříatomových plynů (oxidu uhličitého a vodní páry). Uvažuji, že tlak ve spalovací komoře je stejný jako tlak okolí.

$$P_{CO_2} = P_0 \cdot \frac{\omega_{CO_2}}{1} \quad [Pa]. \quad (9.15)$$

kde: P_{CO_2} – parciální tlak oxidu uhličitého $[Pa]$,
 P_0 – tlak ve spalovací komoře $[Pa]$,
 ω_{CO_2} – koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách $[1]$.

$$P_{CO_2} = 102500 \cdot \frac{0,1041}{1} = 10672,0950 \quad [Pa].$$

$$P_{H_2O} = P_0 \cdot \frac{\omega_{H_2O}}{1} \quad [Pa]. \quad (9.16)$$

kde: P_{CO_2} – parciální tlak vodní páry $[Pa]$,

$$P_{H_2O} = 102500 \cdot \frac{0,01299}{1} = 13311,5725 \quad [Pa].$$

Dále je nutno spočítat účinnou tloušťku vrstvy

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} \quad [m], \quad (9.17)$$

kde: V – objem [m³],
 S – obsah [m²].

$$l = 3,4 \cdot \frac{0,0132}{0,0710} = 0,6320 \quad [m].$$

V následujícím kroku výpočtu se určí emisivity CO₂ a H₂O z diagramů uvedených v příloze č. 12 a 13, v závislosti na součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy a na teplotě.

$$P_{CO_2} \cdot l = 10672,0950 \cdot 0,6320 = 6744,2800 \quad [Pa \cdot m], \quad (9.18)$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 13311,5725 \cdot 0,6320 = 6744,2800 \quad [Pa \cdot m], \quad (9.19)$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,095 \quad [1],$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,120 \quad [1].$$

Stejně se z diagramů uvedených v příloze č. 12 a 13 určí emisivity pro teplotu stěny (v mém případě pro mnou určenou teplotu 250 °C)

$$\varepsilon_{CO_2,st} = 0,079 \quad [1],$$

$$\varepsilon_{H_2O,st} = 0,160 \quad [1].$$

Emisní součinitel plynu se vypočte dle vztahu (6.26). Korekční součinitel β se určí z přílohy č. 14

$$\varepsilon_p = 0,095 + 1,09 \cdot 0,120 - (0,120 - 0,095) = 0,2008 \quad [1],$$

Absorpční součinitel se vypočte dosazením do vztahu (6.27), n je určeno pro teplotu stěny

$$A_p = \varepsilon_{CO_2,st} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O,st} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}}\right)^n \quad [1],$$

$$A_p = 0,079 \cdot \left(\frac{893,15}{523,15}\right)^{0,65} + 1,09 \cdot 0,160 \cdot \left(\frac{893,15}{523,15}\right)^{0,5} = 0,3397 \quad [1].$$

Následujícím vztahem se vypočte hustota tepelného toku

$$q_{pl,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_{sp}^4 - A_p \cdot T_{st}^4) \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (9.20)$$

$$q_{pl,s} = 0,9250 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,2008 \cdot 893,15^4 - 0,3397 \cdot 523,15^4)$$

$$q_{pl,s} = 5367,1162 \quad [W \cdot m^{-2}].$$

A nakonec se spočítá součinitel přestupu tepla radiací dle vztahu

$$\alpha_{sp,rad} = \frac{q_{pl,s}}{(T_{sp} - T_{st})} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (9.21)$$

$$\text{kde: } q_{pl,s} - \text{hustota tepelného toku (radiací)} \quad [W \cdot m^{-2}],$$

$$T_{sp} - \text{teplota spalin} \quad [K],$$

$$T_{st} - \text{teplota stěny} \quad [K].$$

$$\alpha_{sp,rad} = \frac{5367,1162}{(893,15 - 523,15)} = 14,5057 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

Celkový součinitel tepla na straně spalin se spočítá sečtením součinitelů přestupu tepla konvekcí a radiací

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp,kon} + \alpha_{sp,rad} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (9.22)$$

$$\alpha_{sp} = 7,0706 + 14,5057 = 21,5764 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

Přestup tepla konvekcí na straně vody

Nejprve se provede výpočet rychlosti proudění kotlové vody ve vodním prostoru článku (uvažuje se, že voda teče rovnoměrně všemi kanály litinového článku).

$$w_{vody} = \frac{V_{vody}}{S} \quad [m \cdot s^{-1}], \quad (9.23)$$

$$\text{kde: } V_{vody} - \text{objemový tok kotlové vody} \quad [m^3 \cdot s^{-1}],$$

$$S - \text{průřez kanálu litinového tělesa} \quad [m^2].$$

$$w_{vody} = \frac{0,0001}{0,004} = 0,0250 \quad [m \cdot s^{-1}].$$

Dalším krokem je výpočet hydraulického průměru dle (6.12)

$$d_h = \frac{4 \cdot 0,004}{0,28} = 0,0571 \quad [m].$$

Následuje výpočet Reynoldsova kritéria, kde určující teplotou je teplota vody. Neznámé veličiny byly určeny z programu EES.

$$Re = \frac{w_{vody} \cdot d_h}{\nu} \quad [1], \quad (9.24)$$

kde: ν – kinematická viskozita vody $[m^2 \cdot s^{-1}]$,

$$Re = \frac{0,0250 \cdot 0,0571}{0,40205 \cdot 10^{-6}} = 3397,3161 \quad [1].$$

Z výsledku je patrné, že se jedná o přestup tepla v přechodové oblasti. Použije se proto vztah (6.15)

$$Nu = 10 \cdot 2,605^{0,43} \cdot \left(\frac{2,605}{1}\right)^{0,25} = 19,1756 \quad [1],$$

Dosažením do vztahu (9.14) zjistím součinitel přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_{vody} = \frac{19,1756 \cdot 0,663}{0,0571} = 222,4851 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}], \quad (9.25)$$

Výpočet nové teploty stěny

Nejdříve se určí hustota tepelného toku mezi spaliny a kotelní vodou

$$q = \frac{(T_{sp} - T_{vody})}{\frac{1}{\alpha_{sp}} + \frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{vody}}} \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (9.26)$$

kde: q – celkový tepelný tok $[W \cdot m^{-2}]$,
 l – tloušťka litinové stěny $[m]$,
 λ – součinitel tepelné vodivosti litiny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
 T_{vody} – střední teplota kotelní vody $[K]$.

$$q = \frac{(893,15 - 343,15)}{\frac{1}{21,5764} + \frac{0,004}{50} + \frac{1}{222,4851}} = 10\,805,1386 \quad [W \cdot m^{-2}],$$

Nakonec se z rovnice pro přestup tepla mezi spaliny a stěnou určí teplota stěny SK

$$q = \frac{(T_{sp} - T_{st})}{\frac{1}{\alpha_{sp}}} \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (9.27)$$

$$T_{st} = T_{sp} - \frac{q}{\alpha_{sp}} \quad [K], \quad (9.28)$$

$$T_{st} = 893,15 - \frac{10805,1386}{21,5764} = 392,3640 \sim 392,36 \quad [K],$$

$$T_{st} \sim 119 \quad [^{\circ}\text{C}].$$

Následoval iterační výpočet, kdy jsem nově vypočtenou teplotu stěny ($T_{st} = 392,36 \text{ K}$) použil na začátek nového výpočtu a celý výpočet jsem opět zopakoval. Nová teplota stěny vyšla $T_{st} = 391,97 \text{ K}$ ($118,82 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Výsledek se téměř neliší od předchozího, proto ukončuji výpočet. V programu Ansys – CFX budu tedy uvažovat s teplotou chlazené stěny $118,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

9.4 Matematická simulace v programu Ansys – CFX [18], [19], [20]

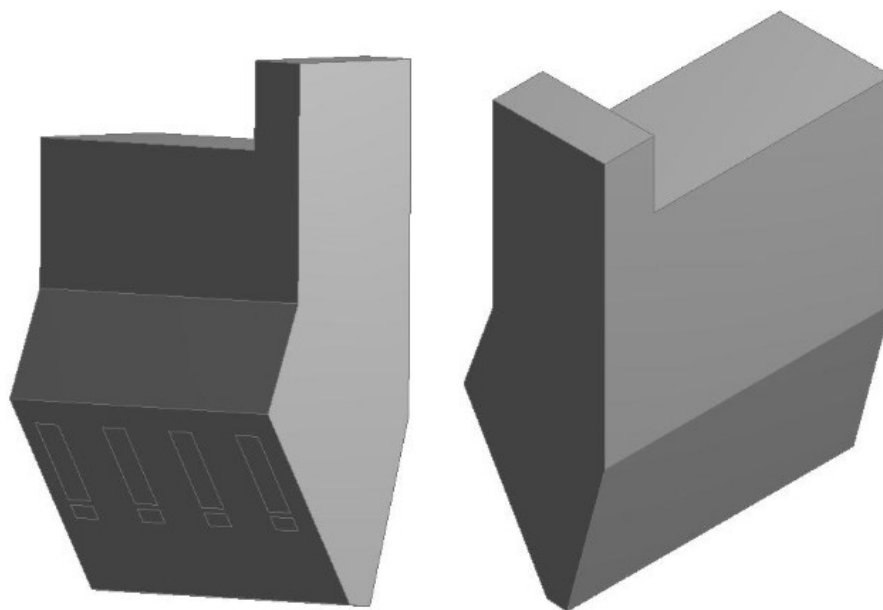
Pro ověření teoretických úvah výborně poslouží simulace v programu Ansys – CFX. Hlavním cílem je zjistit, jaké je proudění jednotlivých látek ve spalinové komoře, dále jaké je teplotní rozložení a zda dochází k promísení vzduchu se spaliny.

Ansys – CFX je vysoce výkonný výpočetní softwarový nástroj, jenž slouží pro řešení proudění médií a jejich vzájemnými interakcemi. Je určen pro široký rozsah aplikací, od výukových úloh po průmyslové či výzkumné aplikace.

9.4.1 Model a síť [18], [19], [20]

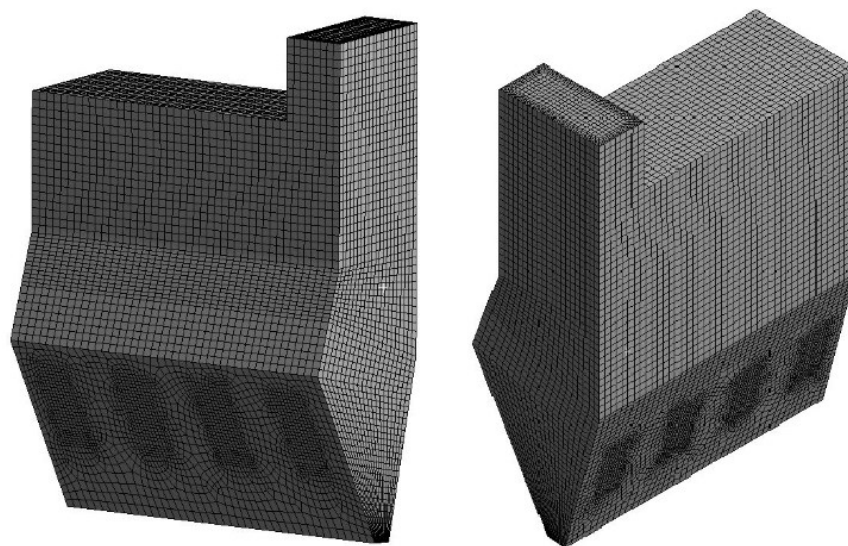
Rozhodl jsem se, že v programu Ansys – CFX vytvořím model spalinové komory. Model bude zjednodušený, avšak měl by se co nejvíce podobat skutečnému stavu. To znamená, že geometrie spalinové komory bude podobná jako v reálu, vstupní hodnoty budou použity z naměřených a vypočtených hodnot.

Model spalinové komory byl vytvořen v „Geometry“. Vytvořené těleso bylo nastaveno jako fluid. Na obr. č. 9.8 je model vytvořený v „Geometry“. V levém obrázku je možno vidět geometrii pro vstup spaliny a vzduchu. Tato geometrie byla vytvořena z vysunuté roviny a následně byla použita operace „Imprint faces“



Obr. č. 9.8: Model spalínové komory

Následovala činnost v prostředí „Meshing“. Zde bylo zapotřebí vytvořit síť modelu. Pomocí metody síťování „MultiZone“ došlo k vytvoření 151 271 elementů. Tato metoda spočívá ve vytvoření sítě pomocí šestihranů tam, kde je to možné a složitější oblasti vyplní nepravidelnými tvary. V místech jednotlivých vstupů a výstupů je síť zhuštěna kvůli přesnějším výpočtům. Následující obrázek znázorňuje „vysítěňování“ modelu.

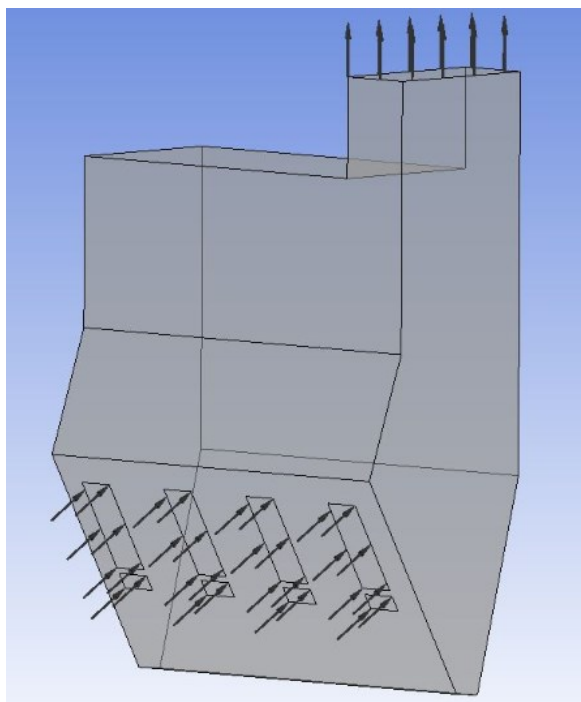


Obr. č. 9.9: Síťování spalínové komory

Na obrázku je vidět zhuštění u vstupních otvorů a taktéž u výstupního otvoru (nahore). Jelikož je model vytvořen s vyhovující sítí, je možno nadefinovat vstupy, výstupy vč. okrajových podmínek.

9.4.2 Vstupy, výstupy – okrajové podmínky [18], [19], [20]

Pro výpočet je velice důležité správně nastavit jednotlivé vstupy a výstupy, vč. všech okrajových podmínek. Na obrázku č. 9.10 jsou znázorněny vstupy a výstupy.



Obr. č. 9.10: Vstupy a výstupy

Ve spodní části je možno vidět vstupní otvory ve tvaru malých a velkých obdélníků. Malé obdélníky znázorňují vstup terciálního vzduchu, velké zase vstup spalín. V horní části je poté celkový výstup do prostoru teplosměnných přepážek (viz obr. č. 9.1).

Hodnoty teplot spalín a vzduchu vč. tlaku na výstupu byly zjištěny počátečním měřením. Jak již bylo řečeno v kapitole 9.3, pro zjednodušení bude uvažována teplota chlazených stěn všude stejná, dle výpočtu 119 °C. Nechlazené stěny budou brány jako adiabatické. Jednotlivé koncentrace spalín a vzduchu budou použity ze stechiometrických výpočtů z kapitoly 9.2.

K nastavení okrajových podmínek dojde v prostředí „CFX – Setup“. Všechny jednotlivé okrajové podmínky popisují tabulky 9.6, 9.7 a 9.8.

Jednotlivé objemové koncentrace bylo nutno přepočítat na koncentrace hmotnostní.

Okrajová podmínka – spaliny	Hodnota	Jednotka
Teplota spalin na vstupu	691	°C
Množství spalin (pro 1 otvor)	0,0041	kg · s ⁻¹
Koncentrace CO ₂	24,0295	% hm.
Koncentrace SO ₂	0,2205	% hm.
Koncentrace H ₂ O	11,0335	% hm.
Koncentrace N ₂	64,7165	% hm.

Tabulka č. 9.6: Okrajové podmínky – spaliny

Okrajová podmínka – III. vzduch	Hodnota	Jednotka
Teplota III. vzduchu na vstupu	25,15	°C
Množství III. vzduchu (pro 1 otvor)	0,0016	kg · s ⁻¹
Koncentrace N ₂	76,9	% hm.
Koncentrace O ₂	23,1	% hm.

Tabulka č. 9.7: Okrajové podmínky – vzduch

Okrajová podmínka – SK	Hodnota	Jednotka
Teplota chlazených stěn	118,8	°C
Teplota nechlazených stěn	adiabatická	–
Tlak na výstupu	-25	Pa

Tabulka č. 9.8: Okrajové podmínky – SK

Po nastavení okrajových podmínek následoval výpočet.

9.4.3 Výsledky [18], [19], [20]

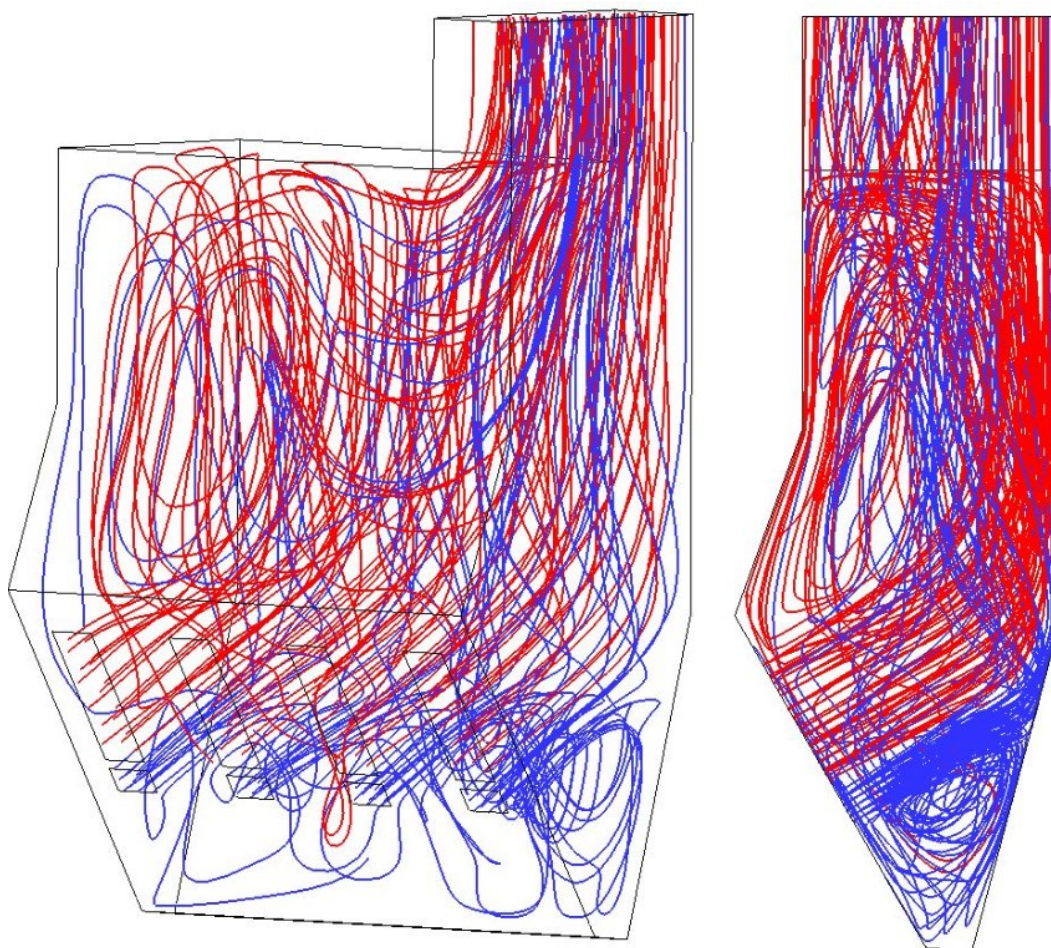
Matematickou simulací došlo k výsledkům. Na základě výsledků je nutno zhodnotit, jak proudí jednotlivé složky (spaliny, vzduch). Dále mě bude zajímat, jaké je rozložení teplot ve spalinové komoře (zjednodušeně).

Simulace byla zjednodušená, tzn. neřešil se proces dohořívání CO, tudíž nejsou do simulace zahrnuty spalovací rovnice. Proto je model zjednodušen na simulaci proudění spalin a vzduchu.

Obr. č. 9.11 znázorňuje proudění jednotlivých médií. Červené čáry značí proudění spalin a modré čáry značí proudění vzduchu.

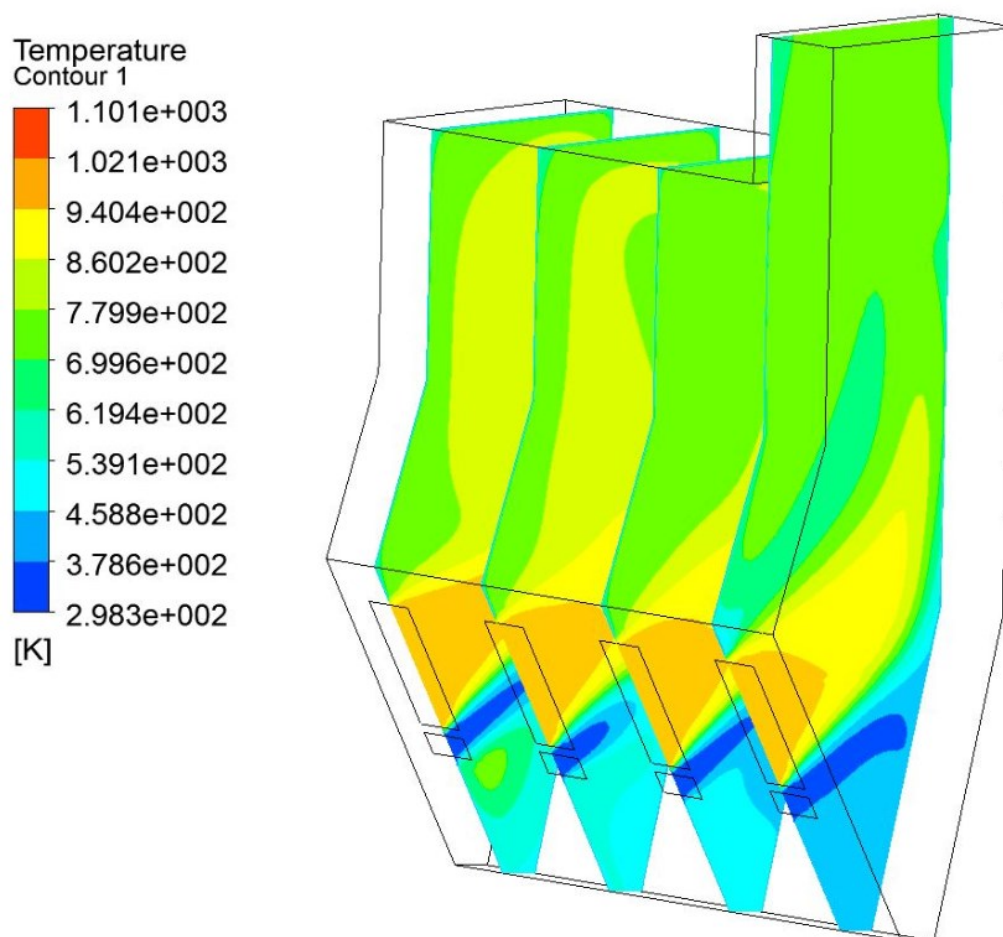
Na obrázku lze vidět, že spaliny vystupující z trysek „narážejí“ do chlazené litinové stěny. Zde vidím hlavním problémem to, že spaliny, které jsou už tak ochlazené při průniku chlazenými tryskami (díry v chlazené mezistěně), se následně ochladí ještě při styku s litinovou chlazenou stěnou a nebudou mít dostatečnou teplotu pro reakci s kyslíkem kvůli dopálení CO.

Jako další problém jsem předpokládal nízkou teplotu terciálního vzduchu. Ta je způsobena tím, že nasávaný vzduch z okolí je veden litinovým (chlazeným) kanálkem pod trysku se spaliny. Tento nasávaný vzduch (kyslík) nemá šanci se předeheat na dostatečnou teplotu a následně zreagovat s CO. Co se týče proudění vzduchu, je dosti podobné proudění spalin. Pro co nejlepší dopálení CO je podstatné, aby se vzduch dobře promísil se spaliny. V mém případě k určitému zavírání vzduchu a promísení se spaliny dochází, avšak vzhledem k rozdílným viskozitám není promísení intenzivní. Navíc se část vzduchu zavírá směrem dolů, kde spaliny nejsou.



Obr. č. 9.11: Proudění médií ve spalinové komoře

Dalším důležitým výpočtem je teplotní pole ve spalinové komoře. To znázorňuje obrázek č. 9.12. Pro lepší přehlednost jsou vytvořeny teplotní pole v jednotlivých řezech, které prochází skrz trysky spalín a vzduchu. Největší teplota se nachází na vstupu spalínových trysek (964 K). Následuje razantní ochlazení, jelikož dojde k přestupu tepla ze spalín do chlazené stěny. Nejnižší teplota se nachází v dolní části, kde vstupuje terciální vzduch.



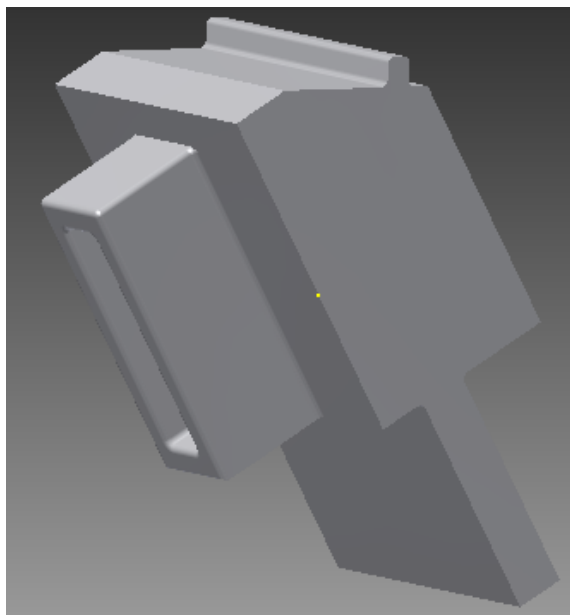
Obr. č. 9.12: Teplotní pole v řezech spalínovou komorou

10 Návrh opatření na snížení CO

Již v kapitole 9.1 jsou definovány faktory způsobující zhoršený spalovací proces. Tyto faktory byly rovněž ověřeny pomocí matematické simulace. Je zapotřebí se zaměřit na úpravy, kterými by došlo ke změně dávkování terciálního vzduchu tak, aby byl dostatečně předeheřán a aby byl dávkován do správného místa. Dále by mělo dojít k úpravě trysek (otvorů v mezistěně), aby nedocházelo k ochlazování plamene. Jednotlivé úpravy jsou rozebrány v následující kapitole.

10.1 Modifikace zařízení

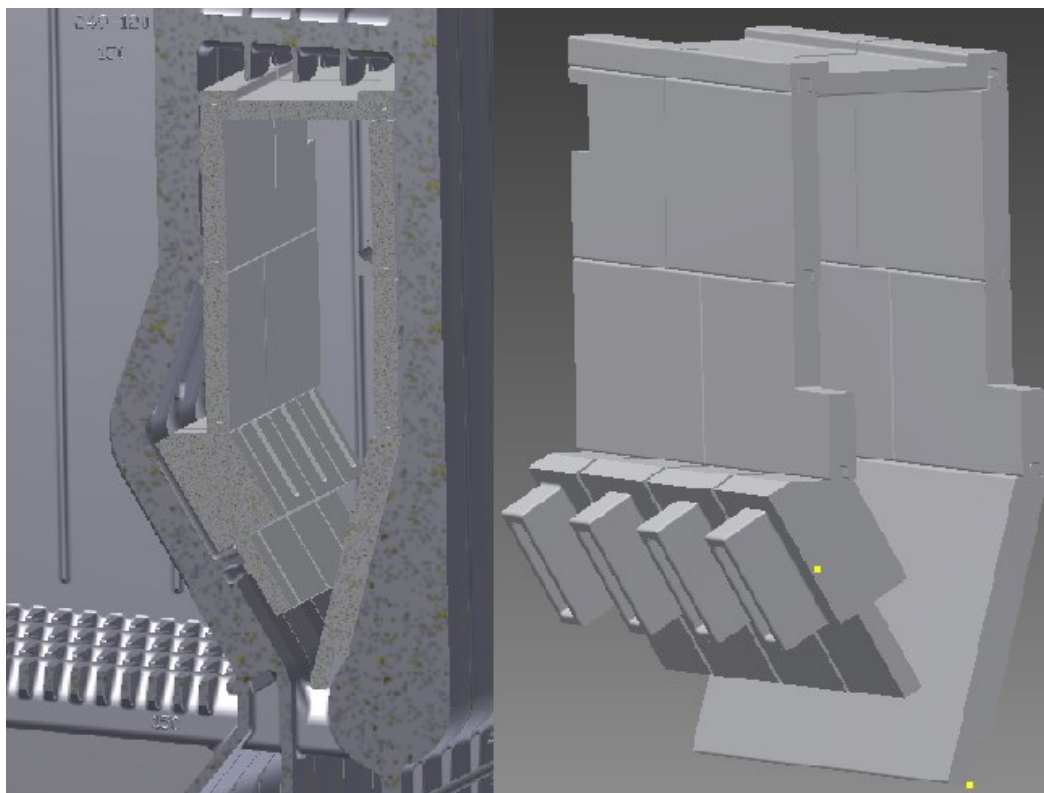
Nejprve je potřeba se zaměřit na otvory v mezistěně. Bude se muset realizovat taková úprava, aby došlo k „izolování“ plamene od chlazené litiny. K tomu výborně poslouží keramický materiál. Navrhnul jsem tedy speciálně upravené keramiky (trysky), které se vloží do zmíněných otvorů (viz obr. 10.1). Trysky jsou navrženy s dostatečnou vůlí a je zapotřebí mezery na stranách vyplnit těsnícím materiálem do vysokých teplot (např. kamnářským tmelem). Taktéž je nutno brát zřetel na vyrobitelnost těchto keramik.



Obr. č. 10.1: Keramická tryska

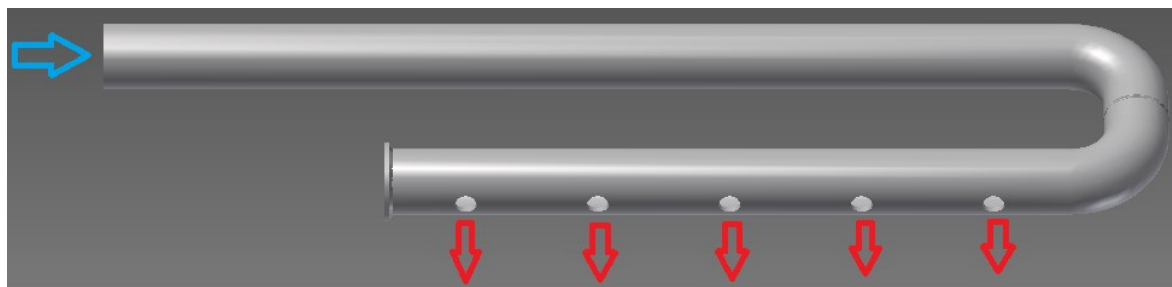
Dalším krokem je vyrobení „izolace“ mezi plamenem a chlazené stěny. Opět došlo k použití keramiky. Pomocí keramických desek se vyloží spalínová komora tak, aby plamen nebyl ochlazován. Pro tuto potřebu jsem navrhnul keramické desky daných rozměrů, které jsou rozděleny na několik dílů. To proto, aby nebyla komplikována montáž kvůli velkým rozměrům. Jednotlivé díly jsou k sobě navzájem spojeny spojem

pero – drážka, přičemž je nutno použít, kvůli lepší pevnosti, kamnářský tmel do spojů. Na následujícím obrázku je znázorněno vyvložkování spalínové komory.



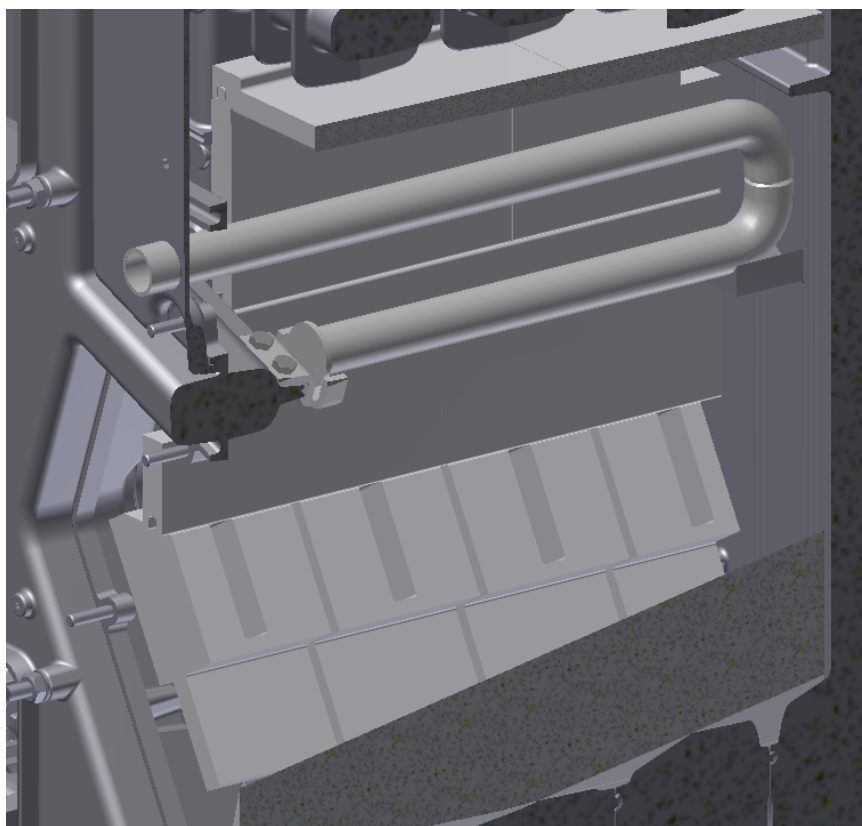
Obr. č. 10.2: Vyvložkování spalínové komory

Nakonec bylo potřeba vyřešit přívod terciálního vzduchu. V původní verzi kotle docházelo k přívodu vzduchu skrze litinové kanálky, které byly chlazeny vodou, tudíž do spalovacího procesu vstupoval studený vzduch. Musel jsem tedy vymyslet přívod vzduchu tak, aby došlo k dostatečnému přehřevu vzduchu a aby byl následně správně dávkován do spalovacího procesu. Vymyslel jsem svařenec z nerezových žáruvzdorných svařovaných trubek $\varnothing 30 \times 2,5$ – DIN EN ISO 1127 – 1.4845 (ČSN 17 255). Svařenec se skládá z delší a kratší trubky. Trubky jsou ohnuty o 90° a přivařeny k sobě. Konec kratší trubky je na konci zavařený. Tento svařenec bude vložen do dlouhého poklopu spalínové komory a na druhém konci bude poté uchycen návarkem v zadním článku. Konec spodní trubky se uchytí pomocí držáku vyrobeného z nerezového žáruvzdorného plechu (ČSN 17 255) tloušťky 5 mm, jenž je přišroubován pomocí dvou šroubů M8 x 20 ČSN 02 1103.5. Vzduch bude vstupovat do delší trubky, kde dojde k přestupu tepla pomocí konvekce a záření ze spalin/plamene do studeného vzduchu, tudíž se přehřeje. Výstup vzduchu bude v kratší trubce, která má vyvrtané díry ($5 \times \varnothing 10$). Tento svařenec je znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. č. 10.3: Modifikovaný přívod terciálního vzduchu

Odhaduji, že nevýhodou tohoto svařence bude větší tlaková ztráta při proudění vzduchu, tudíž bude zapotřebí použití ventilátoru přívodu vzduchu anebo zvýšení komínového tahu. Tato problematika bude detailněji rozebrána v následující kapitole.



Obr. č. 10.4: Řez spalínovou komorou (po úpravě)

Z obr. č. 10.4 vyplývá, že jsou spaliny nuceny proudit směrem na přední stěnu, tedy na dlouhý poklop spalínové komory, odkud poté proudí do teplosměnných přepážek a následně do kouřovodu. Nevýhodou tohoto řešení zřejmě bude zvýšená povrchová teplota na dlouhém poklopu. Tento problém by šel teoreticky vyřešit větší vrstvou izolace uvnitř poklopu a silnější vrstvou izolace v opláštěvání.

10.1.1 Příprava na měření

Po navržení daných modifikací bylo nutno změřit kotel v pracovní činnosti a výsledky porovnat oproti předchozímu stavu. Z důvodů úspory financí a času se nečekalo na výrobu keramik a trubek, ale nejdříve se provedla úprava pomocí dostupného materiálu a její následné otestování. Došlo tedy k vyvložkování spalínové komory pomocí dostupných keramik. Jednotlivé díly byly na sebe lepeny pomocí kamnářského tmelu, jenž je odolný vysokým teplotám. Byly použity keramiky o tloušťce 10 – 25 mm.

Firmou Viadrus a.s. mi byla poskytnuta keramika z předchozích měření prováděných výzkumnými pracovníky, která sloužila ke stejnému účelu jako mnou navržené trysky do mezistěny. Využil jsem této příležitosti a použil ji ke svému testování. Na následujícím obrázku je možno vidět kotel (bez předního článku) po úpravě, určené k dočasnému testování. V levé části (prostor pro palivo) si lze všimnout další keramiky, se kterou jsem neuvažoval, avšak byla mi nabídnuta k vyzkoušení, tak jsem ji taktéž zahrnul do testování. Po prvotním měření však došlo ke zjištění, že se tato keramika v průběhu procesu hoření ucpává, proto jsem ji na následující měření vyjmul.



Obr. č. 10.5: Navržená úprava pro počáteční měření

K úpravě přívodu terciálního vzduchu (obr. č. 10.6) byla pro zkoušení použita nerezová vlnovcová trubka s vnějším průměrem 32 mm a vnitřním průměrem 25 mm. Důvodem k použití této trubky byla její výborná ohebnost a odolnost vůči vysokým teplotám (viz obr. č. 10.7).



Obr. č. 10.6: Přívod terciálního vzduchu



Obr. č. 10.7: Vlnovcová trubka

Došlo ještě k jedné úpravě a to k úpravě růžice primárního vzduchu. Ta byla nahrazena větší růžicí (obr. č. 10.8) pro možnost případného většího rozsahu regulace přívodu primárního vzduchu. Tato růžice mi byla poskytnuta pracovníky firmy Viadrus a.s., kteří již v předchozích letech zkoušeli testovat provoz s touto růžicí.



Obr. č. 10.8: Modifikace růžice primárního vzduchu

10.1.2 Měření

Následovala série měření. Prvotní měření měla za cíl najít ideální nastavení kotle s novými úpravami. Kapitola č. 10.1.2 se bude „odrážet“ od měření č. 5, při kterém kotel hořel stabilně s daným nastavením. Toto měření bylo nejúspěšnější. Ostatní měření jsou obsažena v příloze.

K zátoku došlo v 6:30. Použito bylo opět Bílinské nízkosirnaté uhlí typu ořech 1. Již od počátku se vyskytl problém v podobě malé koncentrace O_2 . To bylo nejspíš zapříčiněno malým množstvím terciálního vzduchu. Musel být proto zvýšen komínový tah na 30 – 32 Pa. Dále byl problém s najetím na výkon 25 kW. Průměrný výkon ze čtyřhodinového měření byl 19,67 kW. Hlavním důvodem tohoto problému je zmenšení průřezu trysek. Kvůli tomuto zmenšení „projde“ do spalínové komory menší množství spalín. Problém s výkonem mě však momentálně netrápil a zaměřil jsem se na spalování po stránce emisí.

V 9:15 došlo k přiložení a začalo měření. Nastavení přívodů vzduchů na kotli bylo následující:

- I. vzduch – otevření růžice v příkládacích dvířkách – naplno,

- v 11:00 došlo ke zmenšení otvoru růžice na pozici 3,

- II. vzduch – otevření dusivky v popelníkových dvířkách – 40 mm.

Na následujícím obrázku je možno vidět tvar plamene ve spalínové komoře včetně rozpálené vlnovcové trubky v horní části.



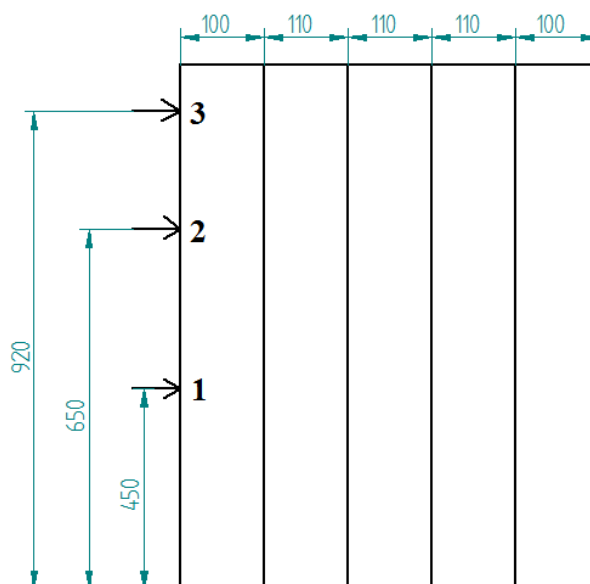
Obr. č. 10.9: Tvar plamene ve spalínové komoře (po úpravě)

Měření teplot

K měření teplot bylo opět použito termočlánků typu K (Cr – Al). Tentokrát jsem však termočlánky nevložil do boční stěny kotle, kvůli vyvložkování keramikou. Navrtnal jsem

tedy 4 mm otvory do krátkého a dlouhého spalínového poklopu (celkově 3). Opět bylo zapotřebí utěsnit prostor mezi termočlánkem a otvorem. K tomuto účelu posloužila hliníková páska.

Obrázek č. 10.10 schematicky znázorňuje rozměrové rozvržení jednotlivých otvorů pro termočlánky. Tyto otvory byly navrtána do středu spalínové komory, aby nedošlo k ovlivňování teploty termočlánku stěnou.



Obr. č. 10.10: Schéma rozvržení děr pro termočlánky (po úpravě)

V následující tabulce jsou průměrné naměřené teploty ze čtyřhodinového měření. Průměrná teplota okolního vzduchu byla 24,5 °C.

	Bod č. 1	Bod č. 2	Bod č. 3
	°C	°C	°C
Průměrná teplota	827,5	764,6	388,9

Tabulka č. 10.1: Průměrné hodnoty naměřených teplot (po úpravě)

Při porovnání s tabulkou č. 9.1 lze na první pohled vidět, že se teploty ve spalínové komoře značně zvýšily. Toho je docíleno právě díky keramickým vložkám a předeřátého vzduchu. Jedna z podmínek pro snížení CO je tedy splněna.

Měření množství vzduchu

Další část měření spočívala v měření množství přivedeného vzduchu. Opět bylo zapotřebí sestavit měřicí tratě včetně předvrtaných otvorů dle ČSN ISO 10780. Rychlosti proudění vzduchu byly měřeny pomocí vrtulkového anemometru, stejně jako v předchozím případě. Na obr. č. 10.11 jsou jednotlivé měřicí tratě přívodů vzduchů (primární – nahoře, sekundární – dole, terciální – vpravo).



Obr. č. 10.11: Měřicí tratě vzduchu (po úpravě)

Aby bylo měření co nejpresnější, znovu bylo prověřeno, pomocí kouřové tyčinky, zda nedochází k nasávání falešného vzduchu. V tabulce č. 10.2 lze vidět průměrné hodnoty naměřených rychlostí.

	I.	II.	III.
Průměrná rychlost [m.s ⁻¹]	0,95	1,22	1,39
Průměr měřicího potrubí [m]	0,075	0,094	0,025

Tabulka č. 10.2: Naměřené hodnoty rychlostí vzduchu (po úpravě)

Průměrná teplota nasávaného vzduchu byla 24,5 °C a tlak okolí 102 500 Pa. Po dosazení naměřených hodnot do rovnice (9.1) získáme

$$\dot{V}_{vz,I} = 0,95 \cdot \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 24,5} \cdot \frac{102500}{101325} \cdot 3600 = 14,0601 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}],$$

$$\dot{V}_{vz,II} = 1,22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,094^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 24,5} \cdot \frac{102500}{101325} \cdot 3600 = 28,3451 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}],$$

$$\dot{V}_{vz,III} = 1,39 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot \frac{273,15}{273,15 + 24,5} \cdot \frac{102500}{101325} \cdot 3600 = 2,2836 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}].$$

Poté lze dosadit do (9.1)

$$\dot{V}_{vz,celk} = 14,0601 + 28,3451 + 2,2836 = 44,6888 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}].$$

Na základě výpočtů bylo zjištěno, že objemový tok primárního vzduchu je 14,0601 m³.hod⁻¹, sekundárního 28,3451 m³.hod⁻¹, terciálního 2,2836 m³.hod⁻¹.

Při porovnání s výsledky měření původního stavu (kapitola 9.1) jsou znatelné rozdíly v množství přivedeného vzduchu. Velice se liší množství primárního vzduchu. To je

způsobeno větší růžicí na dvířkách a tudíž i větším vstupním otvorem primárního vzduchu. Množství sekundárního vzduchu je podobné. Nejvíce se však liší množství terciálního vzduchu, kde došlo k zhruba desetinásobnému zmenšení průtoku vzduchu. To je zapříčiněno úpravou terciálního vzduchu, kde se použila vlnovcová nerezová trubka DN 25, takže došlo ke zmenšení průřezu přívodu vzduchu. Tato trubka je hlavním důvodem, proč se při provozu kotle vyskytovalo velice malé množství kyslíku ve spalínách. Pokud kotel dobře hoří, malé procento kyslíku ve spalínách není na škodu, jelikož zlepšuje přepočet emisí.

Měření emisí

Výsledky předchozího měření byly na hranici třetí emisní třídy. Následovalo další měření, jehož účelem bylo měřit emise pro navržené úpravy. Měřit se začalo po přiložení v 9:15, konec byl po čtyřech hodinách v 13:15.

V následující tabulce jsou průměrné hodnoty z měření.

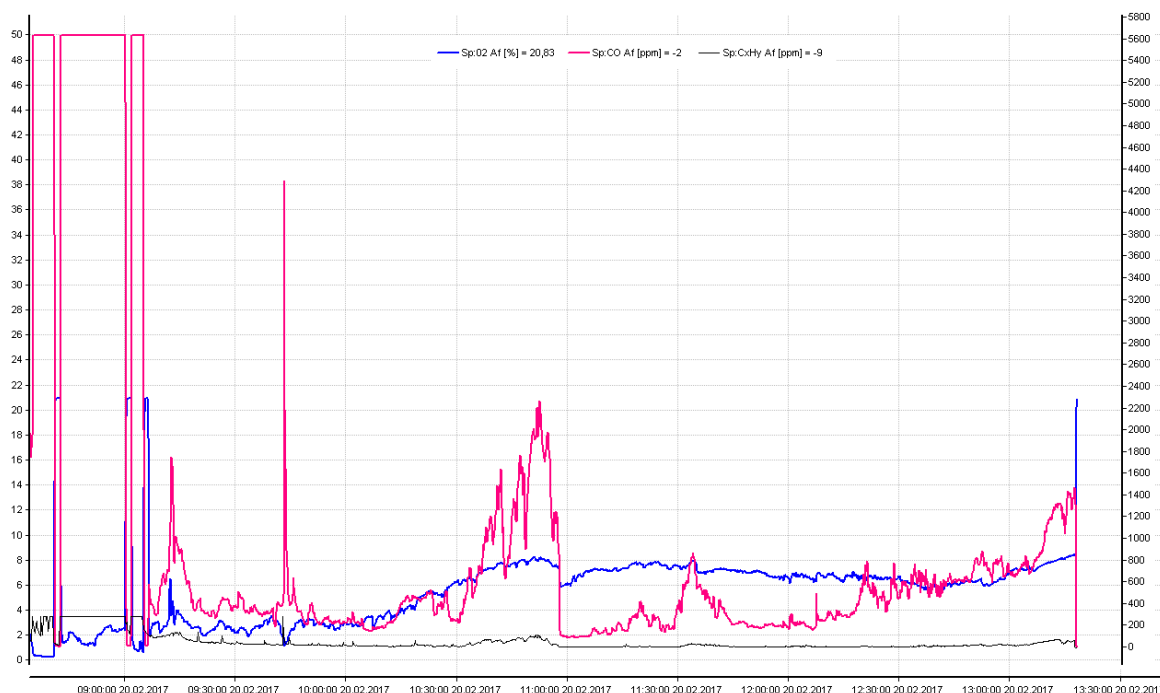
	O ₂	CO ₂	CO	CO	CxHy	OGC	NO _x	NO _x
	%	%	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂	ppm	mg.m ⁻³ při 10 % O ₂
Průměr	5,81	13,14	495	468	18	22	272	408

Tabulka č. 10.3: Průměrné hodnoty emisí (původní stav)

Při porovnání naměřených hodnot s emisními limity dle ČSN EN 303-5 (tabulka č. 7.4) můžeme dojít k závěru, že naměřené hodnoty odpovídají páté emisní třídě. Na obrázku č. 10.12 je fotka displeje analyzátoru ABB s aktuálními hodnotami a na obrázku č. 10.13 je znázorněn průběh měření.



Obr. č. 10.12: Displej analyzátoru ABB A0 2020



Obr. č. 10.13: Průběh měření

Z grafu je patrné že po přiložení došlo k ustálení stavu. Kolem 10:30 došlo k prudkému navýšení CO. To mohlo být způsobenou klenbou v ohništi. Zhruba od 12:30 začaly pomalu stoupat emise CO, jelikož začalo docházet palivo. Ve 13:30 bylo měření ukončeno.

10.2 Stechiometrické výpočty

Opět je zapotřebí provést stochiometrické výpočty, jako je tomu v kapitole 9.2. Jelikož bylo použito stejné palivo (Bílinské nízkosíraté hnědé uhlí – ořech 1), potřebné teoretické množství vlhkého vzduchu bude stejné jako v případě prvního měření, tedy $4,6541 \text{ m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$. Z důvodů jiné naměřené koncentrace kyslíku ve spalínách než v předchozím případě bude nutno provést přepočít s novým přebytkem vzduchu.

Množství skutečného vzduchu vlhkého

Při měření byla naměřena průměrná koncentrace $\text{O}_2 = 5,81 \%$. Po dosazení do (9.8) bude přebytek vzduchu

$$n = 1 + \frac{0,0581}{0,21 - 0,0581} = 1,38 \quad [1].$$

Skutečný vlhký vzduch se poté spočte podle (5.6)

$$V_{vz}^V = 1,38 \cdot 4,6541 = 6,4321 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství spalin teoretických suchých

Teoretické množství suchých spalin bude stejné jako v předchozím případě, tedy $4,3794 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$.

Množství spalin skutečných suchých

Množství spalin skutečných suchých se spočte dosazením do rovnice dle (5.8)

$$V_{sp}^S = 4,3794 + (1,38 - 1) \cdot 4,4751 = 6,0905 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství spalin skutečných vlhkých

Opět je nutno spočítat vodu, jež se při spalování vypaří dle (5.9)

$$V_{H_2O} = \frac{44,80}{4,032} \cdot 0,0343 + \frac{22,40}{18} \cdot 0,302 + (1,04 - 1) \cdot 1,38 \cdot 4,4751$$

$$V_{H_2O} = 1,0045 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Součtem suchých spalin a vody dostaneme skutečné množství vlhkých spalin dle (5.10)

$$V_{sp}^V = 6,0905 + 1,0045 = 7,0950 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Množství jednotlivých složek ve spalinách

Množství vzniklého CO_2 a SO_2 bude stejné jako minule (viz kapitola 9.2). $V_{\text{CO}_2} = 0,8333 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$ a $V_{\text{SO}_2} = 0,0053 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$. Zbylé složky spočteme stejně jako v kapitole 9.2.

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,02} \cdot 0,0056 + 0,7905 \cdot 1,38 \cdot 4,4751 = 4,8935 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^S$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,38 - 1) \cdot 4,4751 = 0,3593 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}],$$

$$V_{H_2O} = 1,0045 \quad [m_N^3 \cdot kg_p^{-1}].$$

Koncentrace jednotlivých složek ve spalinách

Koncentrace složek ve spalinách se spočtou dle (5.11)

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,8333}{7,0950} \cdot 100 = 11,7450 \quad [\%],$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{4,8935}{7,0950} \cdot 100 = 68,9710 \quad [\%],$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,0053}{7,0950} \cdot 100 = 0,0741 \quad [\%],$$

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{0,3593}{7,0950} \cdot 100 = 5,0646 \quad [\%],$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{Sp}^V} \cdot 100 = \frac{1,0045}{7,0950} \cdot 100 = 14,1574 \quad [\%],$$

Kontrola se provede následovně

$$\omega_{CO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{O_2} + \omega_{H_2O} = 100$$

$$11,7450 + 68,9710 + 0,0741 + 5,0646 + 14,1574 = 100,0121 \quad [\%]$$

10.3 Tepelný výpočet – teplota terciálního vzduchu

Na svařenec z trubek působí hned několik tepelných dějů. Tyto děje lze rozdělit na několik druhů:

- konvekce spaliny – trubky,
- záření plynu - trubky,
- radiace trubky – stěna,
- radiace ohniště – trubky.

Přestup tepla konvekcí spaliny – trubky

Nejprve se zjistí Reynoldsovo číslo. To lze spočítat dosazením hodnot do vztahu (9.11). Charakteristický rozměr je vnější průměr trubky.

$$Re = \frac{0,59 \cdot 0,03}{0,000151} = 117,2185 \quad [1].$$

Jedná se o vynucenou konvekci. Pro zjednodušení budu uvažovat vynucenou konvekci při obtékání kolmo k jedné trubce. Pro výpočet Nusseltova kritéria bude tedy použit vztah (6.15). Konstanty c a n jsou pro $Re = 100$ až 5000 $c = 0,665$, $n = 0,47$. Prandtl spalin lze odečíst z přílohy a Prandtl stěny $Pr_s = 1$.

$$Nu = 0,665 \cdot 117,2185^{0,47} \cdot 0,59265^{0,35} \cdot \left(\frac{0,59265}{1}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 4,5596 \quad [1].$$

Součinitel přestupu tepla pro konvekci mezi spaliny a trubicí lze spočítat z rovnice (9.14). Součinitel tepelné vodivosti se odečte z přílohy. Pro výpočet uvažují předběžnou teplotu trubky 650 °C.

$$\alpha_{kon,sp-tr} = \frac{4,5596 \cdot 9,78 \cdot 10^{-2}}{0,03} = 14,8644 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

Hustota tepelného toku se spočte dle rovnice (10.2)

$$q_{kon,sp-tr} = \alpha_{kon,sp-tr} \cdot (T_{sp} - T_{tr}) \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (10.1)$$

kde: $q_{kon,sp-tr}$ – hustota tepelného toku $[W \cdot m^{-2}]$,
 $\alpha_{kon,sp-tr}$ – součinitel přestupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 T_{sp} – teplota spalin $[K]$,
 T_{tr} – teplota povrchu trubky $[K]$.

$$q_{kon,sp-tr} = 14,8644 \cdot (1037,75 - 923,15)$$

$$q_{kon,sp-tr} = 1703,4570 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

Výpočet celkového tepelného výkonu je uveden ve vztahu (10.3)

$$Q_{kon,sp-tr} = q_{kon,sp-tr} \cdot S_{tr} \quad [W], \quad (10.2)$$

kde: $Q_{kon,sp-tr}$ – celkový tepelný výkon $[W]$,
 S_{tr} – plocha trubky $[m^2]$.

$$Q_{kon,sp-tr} = 1703,4570 \cdot 0,071 = 120,9545 \quad [W],$$

Přestup tepla zářením plynu

Nejdříve se určí stupeň černosti stěny trubky. Z rozmezí 0,8 – 1 volím $\varepsilon_s = 0,8$. Efektivní stupeň černosti stěny se vypočte dosazením do vztahu (6.25)

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,8 + 1) = 0,9 \quad [1].$$

Následuje výpočet parciálních tlaků tříatomových plynů (oxidu uhličitého a vodní páry) dosazením do (9.15). Uvažují, že tlak ve spalovací komoře je stejný jako tlak okolí.

$$P_{CO_2} = 102500 \cdot \frac{0,1175}{1} = 12\,038,625 \quad [Pa].$$

$$P_{H_2O} = 102500 \cdot \frac{0,1416}{1} = 14\,511,335 \quad [Pa].$$

Dále se spočítá účinná tloušťka stěny dle vztahu (9.17)

$$l = 3,4 \cdot \frac{0,0193}{0,5325} = 0,1233 \quad [m],$$

Následuje zjištění emisivit plynů CO_2 a H_2O z diagramů uvedených v příloze č. 12 a 13, v závislosti na součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy a na teplotě. Výpočet se provede pomocí vztahů (9.18) a (9.19)

$$P_{CO_2} \cdot l = 12038,625 \cdot 0,1233 = 1\,484,36 \quad [Pa \cdot m],$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 14511,335 \cdot 0,1233 = 1\,789,25 \quad [Pa \cdot m],$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,06 \quad [1],$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,037 \quad [1].$$

Stejně se z diagramů uvedených v příloze č. 12 a 13 určí emisivity pro teplotu trubky (v mém případě pro mnou určenou teplotu $650\,^{\circ}C$)

$$\varepsilon_{CO_2,tr} = 0,058 \quad [1],$$

$$\varepsilon_{H_2O,tr} = 0,044 \quad [1].$$

Emisní součinitel plynu se vypočte dle vztahu (6.26). Korekční součinitel β se určí z přílohy č. 14

$$\varepsilon_p = 0,06 + 1,1 \cdot 0,037 - (0,06 - 0,037) = 0,0777 \quad [1],$$

Absorpční součinitel se vypočte dosazením do vztahu (6.27), n je určeno pro teplotu stěny

$$A_p = 0,058 \cdot \left(\frac{1037,75}{923,15}\right)^{0,65} + 1,1 \cdot 0,044 \cdot \left(\frac{1037,75}{923,15}\right)^{0,45} = 0,1136 \quad [1],$$

Dosazením do vztahu (9.20) se vypočte hustota tepelného toku

$$q_{rad,pl} = 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,0777 \cdot 1037,75^4 - 0,1136 \cdot 923,15^4)$$

$$q_{rad,pl} = 388,3840 \quad [W \cdot m^{-2}],$$

Celkový tepelný výkon záření plynu, jenž působí na plochu trubky, se spočítá dle (10.4)

$$Q_{rad,pl} = q_{rad,pl} \cdot S_{tr} \quad [W], \quad (10.3)$$

kde: $Q_{rad,pl}$ – celkový tepelný výkon [W],

S_{tr} – plocha trubky [m⁻²].

$$Q_{rad,pl} = 388,3840 \cdot 0,071 = 27,5753 \quad [W].$$

Přestup tepla radiací trubka – stěna

V dalším kroku se provede výpočet tepelného výkonu záření mezi dvěma šedými tělesy. V mém případě je plocha spalinové komory několikanásobně větší, než je plocha trubky. Lze tedy napsat, že složená emisivita je rovna emisivitě trubky $\varepsilon_n = \varepsilon_1$. Teplota stěny byla naměřena v provozu pomocí termočlánku $T_{st} = 582,9$ °C. Poté bude zjednodušený tvar rovnice vypadat

$$Q_{rad,tr-st} = \varepsilon_1 \cdot C_o \left[\left(\frac{T_{tr}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{st}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_{tr} \quad [W], \quad (10.4)$$

kde: $Q_{rad,tr-st}$ – tepelný výkon zářením [W],

ε_1 – emisivita trubky [1],

C_o – souč. vyzáření dokonale černého tělesa [W · m⁻² · K⁻⁴].

Po dosazení

$$Q_{rad,tr-st} = 0,8 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{923,15}{100} \right)^4 - \left(\frac{856}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,071$$

$$Q_{rad,tr-st} = 609,8223 \quad [W].$$

Přestup tepla radiací ohniště – trubka

Nyní se bude uvažovat přestup tepla z ohniště (plamene) do trubky. Nejprve je nutno určit složenou emisivitu ohniště – trubka. Pro tento případ jsou součinitele ozáření $\varphi_{ohn-tr} = 0,45$ a $\varphi_{tr-ohn} = 0,15$. [28]

$$\varepsilon_{ohn-tr} = \frac{1}{1 + \varphi_{ohn-tr} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{ohn}} - 1 \right) + \varphi_{tr-ohn} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{tr}} - 1 \right)} \quad [1], \quad (10.5)$$

kde: ε_{ohn-tr} – složená emisivita ohniště – trubka [1],

φ_{ohn-tr} – součinitel ozáření (ohniště – trubka) [1],

$$\varepsilon_{ohn} - \text{emisivita ohniště} \quad [1],$$

$$\varphi_{tr-ohn} - \text{součinitel ozáření (trubka - ohniště)} \quad [1],$$

$$\varepsilon_{tr} - \text{emisivita trubky} \quad [1].$$

$$\varepsilon_{ohn-tr} = \frac{1}{1 + 0,45 \cdot \left(\frac{1}{0,9} - 1\right) + 0,15 \cdot \left(\frac{1}{0,8} - 1\right)} = 0,9195 \quad [1],$$

Následně se spočítá tepelný výkon pro přestup tepla zářením mezi ohništěm a trubkou. Nejvyšší naměřená teplota ve spalinové komoře (viz kapitola 10.1.2) bude použita jako teplota ohniště. Povrch ohniště lze zjednodušeně spočítat jako povrch čtyř kvádrů o určitých rozměrech. Tepelný výkon se poté vypočítá

$$Q_{rad,oh-tr} = \varepsilon_{ohn-tr} \cdot C_o \left[\left(\frac{T_{ohn}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{tr}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_{ohn} \quad [W \cdot m^{-2}], \quad (10.6)$$

$$\text{kde: } Q_{rad,oh-tr} - \text{tepelný výkon zářením} \quad [W],$$

$$\varepsilon_{ohn-tr} - \text{složená emisivita} \quad [-],$$

$$T_{ohn} - \text{teplota ohniště} \quad [K],$$

$$S_{ohn} - \text{povrch ohniště} \quad [m^{-2}],$$

$$C_o - \text{souč. vyzáření dokonale černého tělesa} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}].$$

$$Q_{rad,oh-tr} = 0,9195 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{1100,65}{100} \right)^4 - \left(\frac{923,15}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,0608$$

$$Q_{rad,oh-tr} = 2349,9385 \quad [W \cdot m^{-2}].$$

Výpočet teploty terciálního vzduchu

Celkový tepelný výkon, který se předá trubce, se spočte dle (10.7)

$$Q_{celk} = Q_{kon,sp-tr} + Q_{rad,pl} + Q_{rad,oh-tr} - Q_{rad,tr-st} \quad [W], \quad (10.7)$$

Po dosazení

$$Q_{celk} = 120,9545 + 27,5753 + 2\,349,9385 - 609,8223$$

$$Q_{celk} = 1888,6368 \quad [W].$$

Teplota vzduchu v trubce se dá odvodit z rovnice pro tepelný výkon. Měrnou tepelnou kapacitu jsem odečetl z přílohy č. 9. Množství terciálního vzduchu bylo naměřeno a vypočteno v kapitole 10.1.2.

$$T_{vz,tr} = \frac{Q_{celk}}{cp_{vz} \cdot \dot{V}_{vz,terc}} + T_{vz,in} \quad [K], \quad (10.8)$$

kde: $T_{vz,tr}$ – teplota terciálního vzduchu [K],
 $T_{vz,in}$ – teplota nasávaného vzduchu [K],
 cp_{vz} – měrná tepelná kapacita vzduchu [J · m_n⁻³ · K⁻¹],
 $\dot{V}_{vz,terc}$ – objemový tok terciálního vzduchu [m_n³ · s⁻¹].

$$T_{vz,tr} = \frac{1888,6368}{1455 \cdot 0,002} + 297,6 = 946,6 \quad [K],$$

Uvažuji, že teplota trubky je přibližně stejná jako teplota vzduchu $T_{vz,tr} \cong T_{tr}$. Jelikož je zde rozdíl v teplotě určené a teplotě vypočítané, provede se iterační výpočet stejně jako v kapitole 9.3. Po iteraci vyjde nová teplota $T_{vz,tr} = 945,2 [K]$. Jelikož se teplota moc neliší, ukončuji výpočet a do matematické simulace použiji teplotu terciálního vzduchu $945,2 \text{ K} \sim 672 \text{ °C}$. Tato teplota odpovídá teplotám získaným experimentálním měřením pomocí termočlánku, kde byly hodnoty naměřených teplot podobné. Z výsledku lze tedy říct, že se vzduch v potrubí ohřeje na teplotu cca 672 °C . Zvýšení teploty vzduchu (okysličovadla) zvyšuje rychlost reakce s hořlavinou, což je cílem navržené úpravy přívodu terciálního vzduchu. Nevýhodou vysoké teploty je zvýšení viskozity vzduchu. Konečný vliv úprav je modelován a posouzen v následující kapitole.

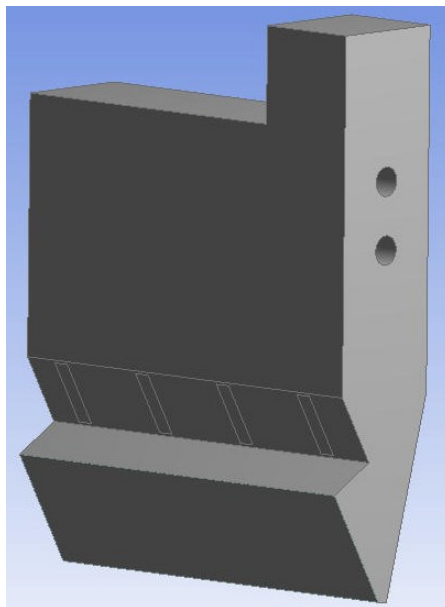
10.4 Matematická simulace

Stejně jako u původního stavu se provede matematická simulace v programu Ansys (prostředí CFX). Tato simulace má za cíl zhodnotit navržená opatření z hlediska chování jednotlivých složek ve spalínové komoře a z hlediska teplotního rozložení.

10.4.1 Model a síť [18], [19], [20]

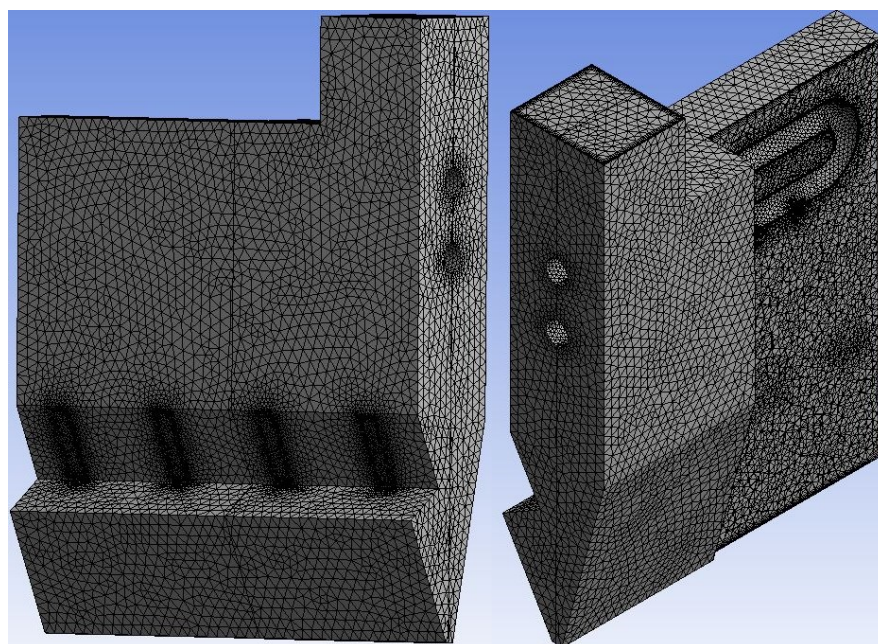
Nejprve se vytvoří model modifikované spalínové komory. Jedná se o zjednodušený model, který byl vytvořen v prostředí „Geometry“. Při porovnání s původním stavem si lze všimnout, že se model celkově zmenšil. To je způsobeno vyvložkováním spalínové komory a tím i zmenšením objemu této komory. Na obrázku č. 10.14 je geometrický model spalínové komory vytvořený v prostředí „Geometry“. Nalevo lze vidět geometrii pro vstup spalín. Ta byla opět vytvořena z vysunuté roviny a poté byla použita funkce

„Imprint faces“. Vytvořené těleso bylo nastaveno jako fluid. Do modelu je zahrnuto i přívodní potrubí terciálního vzduchu z důvodu jeho velikosti, která není zanedbatelná.



Obr. č. 10.14: Model spalínové komory

Následovala činnost v prostředí „Meshing“, který slouží k vytvoření sítě modelu. Jelikož se jedná o složitější model než u původního stavu, taktéž síť modelu byla složitější. Došlo k vytvoření 479 908 elementů. Na obr. č. 10.15 je znázorněno síťování modelu s částečným řezem (vpravo), kde jde vidět přívodní potrubí terciálního vzduchu.

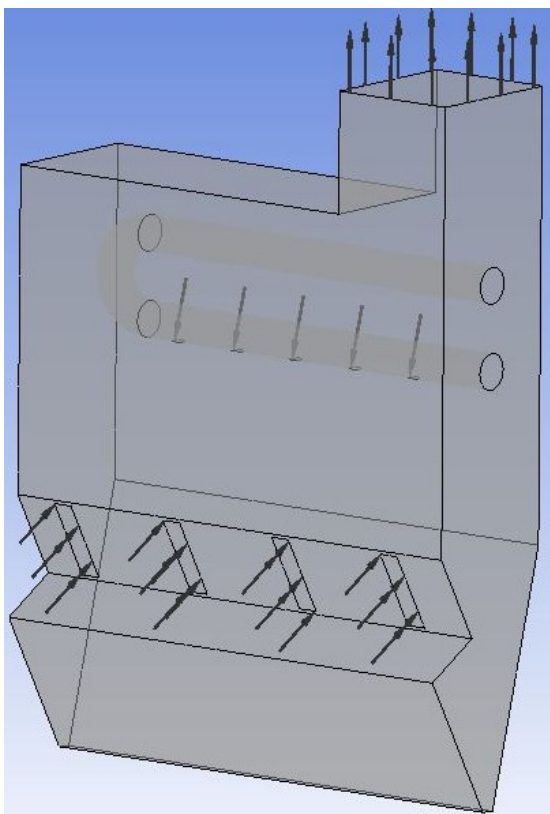


Obr. č. 10.15: Síťování spalínové komory

Na obrázku je opět znatelné zhuštění sítě u vstupních otvorů a taktéž u výstupního otvoru. Sít' vyhovuje, je možno nadefinovat okrajové podmínky.

10.4.2 Vstupy, výstupy – okrajové podmínky [18], [19], [20]

Pro výpočet je velice důležité správně nastavit jednotlivé vstupy a výstupy, vč. všech okrajových podmínek. Na obrázku č. 10.16 jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy.



Obr. č. 10.16: Vstupy a výstupy

Ve spodní části je možno vidět vstupní otvory ve tvaru obdélníků, které znázorňují vstup spalín. Uprostřed jsou vstupy z jednotlivých otvorů v potrubí terciálního vzduchu a nahoře je pak výstup ze spalinové komory do teplosměnných přepážek.

Teploty spalín a keramických stěn byly určeny experimentálním měřením. Zbylé veličiny se stanovily výpočty. Zadní a přední stěna nejsou vyvložkovány keramikou a taktéž nejsou chlazeny, tudíž budou brány jako adiabatické.

K nastavení okrajových podmínek dojde v prostředí „CFX – Setup“. Všechny jednotlivé okrajové podmínky popisují tabulky 10.4, 10.5 a 10.6.

Jednotlivé objemové koncentrace bylo nutno přepočítat na koncentrace hmotnostní.

Okrajová podmínka – spaliny	Hodnota	Jednotka
Teplota spalin na vstupu	827,5	°C
Množství spalin (pro 1 otvor)	0,0036	kg · s ⁻¹
Koncentrace CO ₂	21,0376	% hm.
Koncentrace SO ₂	0,1934	% hm.
Koncentrace H ₂ O	9,9774	% hm.
Koncentrace N ₂	66,0139	% hm.

Tabulka č. 10.4: Okrajové podmínky – spaliny

Okrajová podmínka – III. vzduch	Hodnota	Jednotka
Teplota III. vzduchu na vstupu	672	°C
Množství III. vzduchu (pro 1 otvor)	0,0018	kg · s ⁻¹
Koncentrace N ₂	76,9	% hm.
Koncentrace O ₂	23,1	% hm.

Tabulka č. 10.5: Okrajové podmínky – vzduch

Okrajová podmínka – SK	Hodnota	Jednotka
Teplota keramických stěn	583	°C
Teplota zbylých stěn	adiabatická	–
Tlak na výstupu	-32	Pa

Tabulka č. 10.6: Okrajové podmínky – SK

Po nastavení okrajových podmínek následoval výpočet.

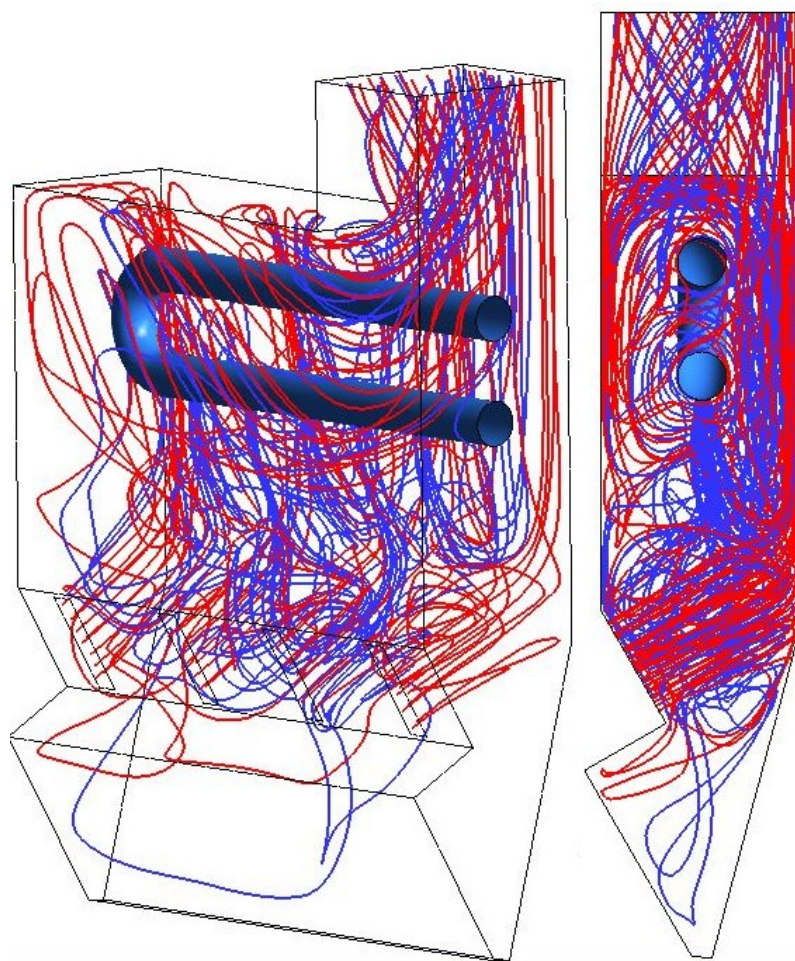
10.4.3 Výsledky [18], [19], [20]

Na základě výsledků je nutno zhodnotit, jak proudí jednotlivé složky (spaliny, vzduch). Dále mě bude zajímat, jaké je rozložení teplot ve spalínové komoře (zjednodušeně).

Simulace byla zjednodušená, tzn. neřešil se proces dohořívání CO, tudíž nejsou do simulace zahrnuty spalovací rovnice. Proto je model zjednodušen na simulaci proudění spalin a vzduchu.

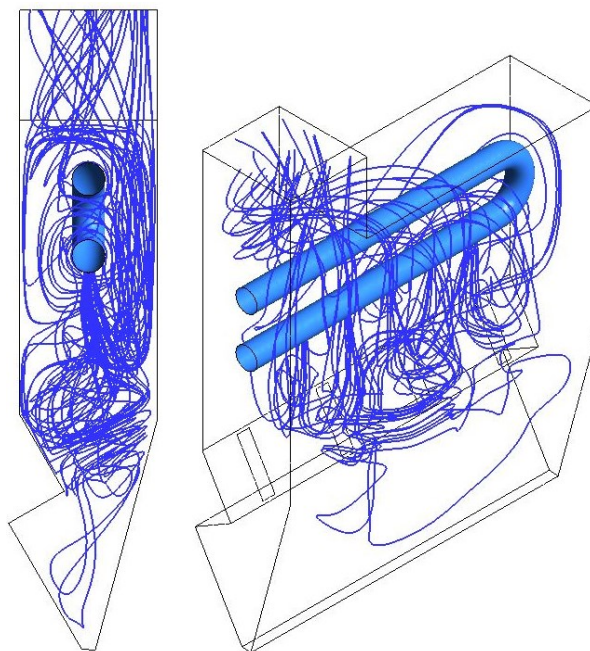
Obr. č. 10.17 znázorňuje proudění jednotlivých médií. Červené čáry značí proudění spalin a modré čáry značí proudění vzduchu.

Na obrázku lze vidět, že spaliny/plamen vystupující z trysek opět naráží do protější stěny, kde poté dochází k částečnému stočení proudu. Výhodou modifikovaného stavu je, že se při nárazu o protější stěnu neochladí tolik, jako v původním stavu, kde spaliny přicházely do styku s chlazenou stěnou. Na pravém obrázku je dobře znázorněno, jak proudí vzduch (modře) z potrubí. Vzduch je částečně unášen proudem spalin. Jelikož mají obě média podobnou teplotu a viskozitu, dochází k dobrému promíšení. Tudíž lze konstatovat, že jedna z podmínek, důležitých pro dokonalé spálení CO a C_xH_y , je splněna. Další podmínkou je doba setrvání v ohništi. Jelikož spaliny se vzduchem proudí směrem na horní keramickou stěnu komory a poté proudí směrem na přední stěnu a odtud pryč, mají dostatečnou dobu pro reakci. Tuto teorii potvrzuje i experimentální měření TZL, kdy naměřená navážka ve spalinách se po přepočtu na referenční hodnotu kyslíku pohybovala okolo 5 - 20 $mg.m^3_N^{-1}$ (emisní limit pro pátou emisní třídu je 60 $mg.m^3_N^{-1}$). Tato navážka je tak malá, jelikož tuhé částice mají dostatečnou dobu k vyhoření.



Obr. č. 10.17: Proudění médií ve spalinové komoře

Na obr. č. 10.18 je poté znázorněno proudění vzduchu bez proudění spalín. Obr. č. 10.19 porovnává proudění jednotlivých médií mezi původním stavem a modifikovaným.

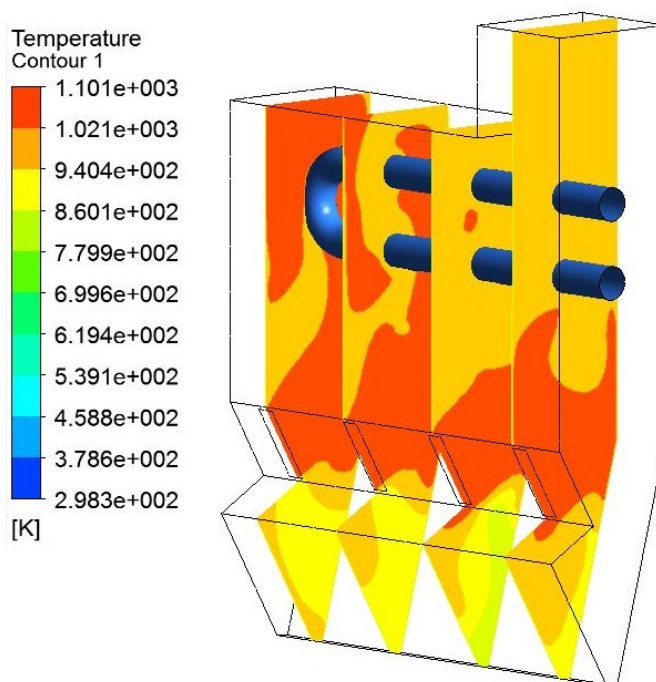


Obr. č. 10.18: Proudění médií ve spalinové komoře

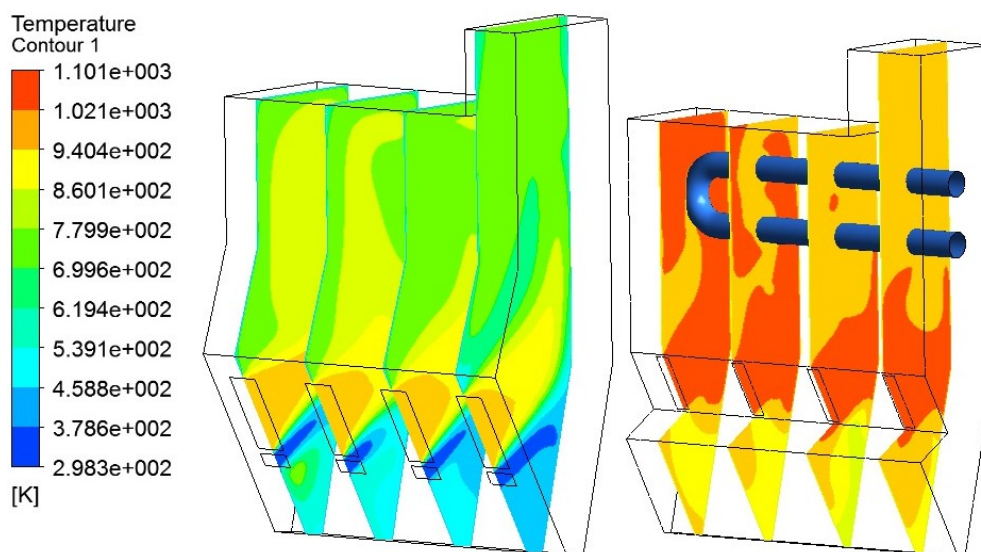


Obr. č. 10.19: Proudění médií – původní stav (vlevo), modifikovaný stav (vpravo)

Třetí podmínkou pro správné dopálení CO a C_xH_y je správné teplotní pole. Vyvložkováním trysek v mezistěně došlo ke zvýšení teploty spalin/plamene při průchodu těmito tryskami. Zvýšení teplotního pole ve spalínové komoře také dopomáhá její vyvložkování, takže plyny nejsou ochlazovány o chlazené stěny. Část tepla spalin/plamene se předá terciálnímu vzduchu, který se ohřeje na teplotu cca 672 °C. Předehřátím vzduchu dochází k lepšímu dohořívání vzniklých emisí CO a C_xH_y . Na obrázku č. 10.20 je teplotní pole ve spalínové komoře. Obrázek č. 10.21 pak porovnává teplotní pole mezi původním stavem kotle a modifikovaným stavem.



Obr. č. 10.20: Teplotní pole v řezech spalínovou komorou



Obr. č. 10.21: Porovnání teplot – původní stav (vlevo), modifikovaný stav (vpravo)

Při porovnání je možno konstatovat, že se celkové teplotní pole v komoře značně zvýšilo. Matematická simulace dokazuje, že jsou splněny všechny tři podmínky pro správné dopálení CO a C_xH_y – správná doba setrvání v ohništi, správné promíšení okysličovadla s hořlavinou a dostatečné teploty jednotlivých médií.

11 Přehled použitých měřících zařízení [23], [25], [26], [27]

V této kapitole jsou rozebrána jednotlivá měřící zařízení, jež byly použity pro účely diplomové práce. Všechna zařízení jsou opatřena kalibrační známkou

Analyzátor spalín ABB AO 2020

Analyzátor slouží k měření emisí plynů CO, CO₂, SO₂, C_xH_y , NO. Obsahuje infračervený modul Uras 26. Analyzátor je umístěn v analyzátorové skříni, do které jsou přivedeny spaliny pomocí odběrové sondy a vyhřívané odběrové trati. Kontinuální odběr spalín je zajištěn pomocí peristaltického čerpadla. Naměřené výsledky jsou zaznamenávány do PC. Na obrázku č. 11.1 je analyzátor ABB AO 2020.



Obr. č. 11.1: Analyzátor ABB AO 2020 [21]

Průtokoměr Krohne Optiflux 5300

Jedná se o elektromagnetický průtokový sensor. Je složen ze snímače OPTIFLUX 5000 F a převaděče signálu IFC 300 F. Průtokoměr se vyznačuje dlouhodobou stabilitou, přesností, odolností vůči abrazivnímu a agresivnímu mediu. Je necitlivý vůči teplotním šokům. Teplotní rozsah použití přístroje je od -40 °C do 65 °C pro teplotu okolí a od -60 °C do 140 °C pro teplotu media. Na obr. č. 11.2 je znázorněn průtokoměr Krohne Optiflux.



Obr. č. 11.2: Průtokoměr Krohne Optiflux 5300 [22]

Měřicí ústředna COMET MS6R

Comet MS6R (viz obr. č. 11.3) slouží k monitorování teplot, vlhkosti vzduchu a dalších veličin. Je možno zapisovat do vlastní paměti. Jednotlivé průběhy naměřených hodnot jsou zaznamenávány do PC. Na ústřednu lze napojit různá měřicí zařízení, jako jsou termočlánky apod.



Obr. č. 11.3: Měřicí ústředna Comet MS6R [23]

Dataloger Ahlborn Almemo 2690 – 8A

Almemo 2690 – 8A (viz obr. č. 11.4) je universální měřicí přístroj, který má 5 universálních vstupů a 2 výstupy. Disponuje vnitřní pamětí a je schopen uložit až 200 000 naměřených hodnot. K přístroji se připojují pomocí speciálního konektoru různá čidla pro měření fyzikálních, chemických a elektrických veličin. Aktuální hodnoty jsou znázorněny na velkém displeji. Přístroj je vodovzdorný.



Obr. č. 11.4: Dataloger Ahlborn Almemo 2690 – 8A [25]

Anemometr Ahlborn

Snímač s diamantovým ložiskem, který je určen pro měření rychlosti vzduchu v kanále. Diamantové ložisko minimalizuje tření a tím zajišťuje velkou přesnost měření. Měřicí rozsah je od $0,6 \text{ m.s}^{-1}$ do 40 m.s^{-1} . Průměr měřící hlavy je 11 mm. Celkový průměr sondy je 15 mm. S čidlem lze měřit v rozsahu od $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ do $140 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Čidlo je znázorněno na obr. č. 11.5.



Obr. č. 11.5: Anemometr Ahlborn [26]

12 Závěr

Hlavním cílem práce bylo navržení úprav kotle Hercules U28 firmy Viadrus a.s., které by vedly ke snížení emisí oxidu uhelnatého při spalování hnědého uhlí. Momentálně je zařízení certifikováno ve třetí emisní třídě dle normy ČSN EN 303-5. Od 1.1.2018 dojde k ukončení prodeje kotlů třetí emisní třídy, proto je snaha navrhnout opatření, která by dostala kotel do vyšší třídy.

Teoretická část práce se zabývá rozbohem dostupných paliv určených pro spalování v lokálních topeništích. Dále je zde probíráno konstrukční řešení kotlů určených pro ústřední vytápění. Závěr této části je věnován teoretickým výpočtům z oblasti přenosu tepla a stechiometrie, které jsou použity v praktické části práce.

V počáteční fázi praktické části práce byla provedena analýza původního stavu kotle. Nejdříve se uskutečnila experimentální měření teplot v kotli, měření rychlostí proudění vzduchu v jednotlivých přívodech a měření emisí. Výsledky měření ukázaly, že kotel opravdu splňuje třetí emisní třídu. Dále bylo zjištěno množství primárního, sekundárního a terciálního vzduchu a rozložení teplot v kotli. Pro upřesnění původního stavu byly provedeny stechiometrické výpočty, kterými se určilo vyprodukované množství spalín.

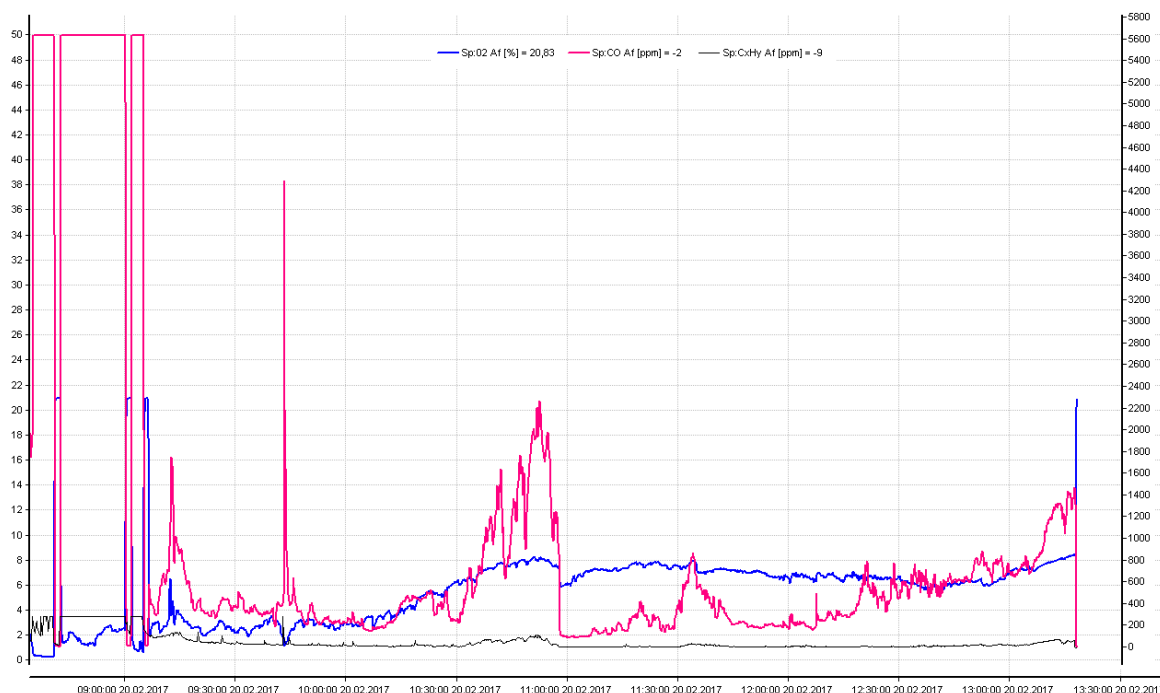
Na základě výsledku měření se dalo teoreticky usoudit, že v kotli je hned několik faktorů, které způsobují vysoké koncentrace oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Jedním z faktorů je ochlazení plamene při průchodu tryskami v chlazené mezistěně. Plamen poté naráží do chlazené stěny ve spalínové komoře, která je z větší části tvořena

chlazenými stěnami. Toto lze definovat jako druhý faktor vysoké koncentrace oxidu uhelnatého, který je nutno vyřešit. Třetím faktorem je nízká teplota terciálního vzduchu. Tento vzduch je nasáván přes popelníkový otvor. Následně proudí skrze litinový kanálek, který je součástí chlazených článků kotle. Proto tento vzduch nemá šanci se předežhřát na dostatečnou teplotu a tím zlepšit reakci okysličovadla s hořlavinou.

Pro ověření těchto teorií byla provedena matematická simulace v programu Ansys – CFX. Zde, kromě teplotního rozložení, bylo zjištěno proudění jednotlivých médií. K jistému zavírání vzduchu se spaliny dochází, avšak obě média z důvodu rozdílných viskozit, které jsou způsobeny rozdílnými teplotami, se nepromísí dostatečně, navíc část studeného vzduchu se zavíří směrem dolů.

Navržená řešení spočívala v úpravě spalínové komory vč. trysek v mezistěně vyvložkováním pomocí keramického materiálu (šamot KS 115 B). Tyto keramiky jsou navrženy tak, aby se daly umístit do kotle bez rozebrání předního článku, což je velice pracné. Dále byl brán ohled na jednoduchost montáže. Spoje mezi jednotlivými keramikami se doporučuje vyplnit kamnářským tmelem, jenž odolává teplotám až 1200 °C. Při navrhování byl taktéž brán zřetel na to, aby nebyla zakryta spodní část ve spalínové komoře, která slouží pro odvod popela. Další změnou byla úprava přívodu terciálního vzduchu. Byl navržen svařenec z trubek Ø 30 x 2,5 – DIN EN ISO 1127 – 1.4845 (ČSN 17 255) zahnutých o 90°, které jsou k sobě přivařeny. Ve spodní (kratší) trubce, která je na konci zavařena, jsou vyvrtány díry 5 x Ø 10. Tento svařenec prochází horním spalínovým poklopem a na konci je podepřen návarkem. Pro experimentální testování však byl tento svařenec nahrazen nerezovou vlnovcovou trubkou DN 25, která byla použita kvůli její ceně, dostupnosti a možnosti jednoduchého ohnutí. Účelem tohoto přívodu terciálního vzduchu bylo dostatečně předežhřát vzduch a správně ho poté dávkovat do spalínové komory.

Po praktické realizaci vyvložkování a úpravě terciálního vzduchu následovala řada měření. Opět se měřily rychlosti proudění vzduchu v jednotlivých přívodech, dále pak teploty v určitých bodech a taktéž emise. Výsledky přinesly zjištění, že se průměrná teplota ve spalínové komoře zvedla zhruba o 200 °C. Co se týče množství vstupujícího vzduchu, tak k největšímu rozdílu došlo u změněného terciálního vzduchu, kde proudilo u modifikovaného stavu téměř 10x méně vzduchu, než u původního stavu. To se také projevilo na menší koncentraci kyslíku ve spalínách. Obrázek č. 12.1 znázorňuje graf z 5. měření, které bylo nejúspěšnější.



Obr. č. 12.1: Průběh 5. měření

Průměrné hodnoty ze čtyřhodinového měření byly následující: CO = 468 mg.m^{-3} při 10 % O₂, OGC = 22 mg.m^{-3} při 10 % O₂, O₂ = 5,81 %. Tyto naměřené hodnoty splňují emisní limity páté emisní třídy. Při porovnání s měřením původního stavu ($1429,94 \text{ mg.m}^{-3}$ při 10 % O₂) došlo s modifikací k redukci emisí CO zhruba na třetinu hodnoty původního stavu a k redukci emisí OGC (původní stav: $93,95 \text{ mg.m}^{-3}$ při 10 % O₂) zhruba na čtvrtinu hodnoty původního stavu.

Opět byly provedeny stechiometrické výpočty a výpočty z oblasti přenosu tepla, konkrétně pro výpočet teploty terciálního vzduchu. Následovala matematická simulace v programu Ansys – CFX. Analýzou výsledků této simulace došlo ke zjištění teplotního rozložení ve spalinové komoře a taktéž proudění jednotlivých médií, jako u předchozího stavu. U modifikovaného stavu dochází k lepšímu promíšení vzduchu se spaliny (obr. č. 10.17). K tomu přispívá změna místa pro dávkování terciálního vzduchu a také jeho předehřátí.

Ačkoli se prokazatelně snížily emise CO a OGC, kotel se potýká s jistými problémy, které je nutno řešit. Mezi ně se řadí snížený výkon kotle, jenž průměrně klesnul o zhruba 8 kW oproti původnímu stavu. Hlavním důvodem tohoto poklesu výkonu je zmenšení průřezu trysek v mezistěně. Při zachování podobných provozních podmínek dojde z důvodu zmenšení průřezu ke zmenšení průtoku spalin do spalinové komory. Tento problém by bylo možno řešit razantním zvýšením tahu pomocí odtahového ventilátoru spalin, přičemž by došlo k zvětšení průtoku spalin a ke zvýšení odhořívání paliva.

Taktéž by teoreticky mělo dojít k eliminaci občasné dýmivosti kotle skrze růžici v příkládacích dvířkách. Co se týče teploty spalin, došlo ke zvýšení o cca 40 °C z důvodu odebrání teplosměnných přepážek. Nedošlo však ke zvýšení komínové ztráty, jelikož se zmenšilo množství spalin. Komínová ztráta se průměrně zmenšila oproti předchozímu stavu o cca 2 kW. Teplota spalin a tím i komínová ztráta by se dala částečně snížit použitím většího kouřového nástavce, který by byl umístěn na zadní ploše zadního článku. Sloužil by k tomu, aby „pozdržel“ spaliny v této části a spaliny by tak mohly předat část tepla zadnímu článku. Každá tato úprava ovšem vede ke zvýšení ceny a zvyšují se nároky na výrobu, provoz a servis.

I přes zmíněné problémy lze konstatovat, že navržená opatření skutečně vedla ke snížení emisí CO a experimentální měření dokázala, že je kotel schopen spalovat tak, aby ho šlo kategorizovat do páté emisní třídy a tím prodloužit jeho prodejní životnost.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Zbyszku Szeligovi, Ph.D., za jeho cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě Viadrus a.s., konkrétně panu Ing. Leonu Ligockému, za jeho vstřícnost a umožnění vypracování této práce a zároveň děkuji pracovníkům Výzkumu a vývoje, zejména panu Janu Kuchejdovi, panu Otu Gruščíkovi a panu Zdeňkovi Kondělkovi, za rady a připomínky při experimentálním měření.

V Ostravě: 14.5.2017



podpis

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOLONIČNÝ, Jan, Jiří HORÁK a Silvie PETRÁNKOVÁ ŠEVČÍKOVÁ. *Kotle malých výkonů na pevná paliva*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2542-7.
- [2] NOSKIEVIČ, Pavel, Jan KOLONIČNÝ a Tadeáš OCHODEK. *Malé zdroje znečišťování* [online]. Ostrava, 2004 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/4215.pdf>
- [3] IBLER, Zdeněk. *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN - technická literatura, 2002. ISBN 80-7300-026-1.
- [4] Volba zdroje tepla pro vytápění rodinného domu. *TZB - info* [online]. 2014 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-elektrinou/10771-volba-zdroje-tepla-pro-vytapani-rodinneho-domu>
- [5] NOSKIEVIČ, Pavel. *Spalování uhlí*. 2. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0204-X.
- [6] ČSN EN 303-5. *Kotle pro ústřední vytápění – Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční a samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 500 kW – Terminologie, požadavky, zkoušení a značení*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2013.
- [7] Jak vybírat nový kotel na pevná paliva. *TZB - info* [online]. 2013 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/9798-jak-vybirat-novy-kotel-na-pevna-paliva-1>
- [8] Výukové Sylaby. *Spalování tuhých paliv* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/katalog-obrazku/clanek-115/194-spalovani-tuhych-paliv-1.pdf>
- [9] Výukové Sylaby. *Základy spalování* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/katalog-obrazku/clanek-115/193-zaklady-spalovani-2011-3-1.pdf>
- [10] JIROUŠ, František. *Efektivní spalování paliv*. Praha: Český svaz zaměstnavatelů v energetice, c2013. ISBN 978-80-2605-393-4.
- [11] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. *Základy sdílení tepla*. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 1996. Spektrum (Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství). ISBN 80-902001-1-7.

- [12] KADLEC, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. V Ostravě: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. Spektrum (Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství). ISBN 978-80-7385-061-6.
- [13] HOLMAN, J., P.: *Heat transfer*. 5. vydání. New York, McGraw-Hill Book Company, 1981, 570 s.
- [14] Viadrus a.s. [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.viadrus.cz/>
- [15] *Návod k obsluze a instalaci VIADRUS Hercules U28* [online]. s. 32 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.viadrus.cz/navody-71.html>
- [16] Emise z kotelen a ochrana ovzduší. *TZB - info* [online]. 2004 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-tuhymi-palivy/2294-emise-z-kotelen-a-ochrana-ovzdusi-i>
- [17] Katalog hnědého uhlí. *SD - Bilinské nízkosíraté uhlí* [online]. 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.sd-bilinskeuhli.cz/dokumenty/Katalog_2017.pdf
- [18] BOJKO, Marian. *3D proudění - Ansys fluent: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2607-3.
- [19] BLEJCHAR, Tomáš. *Návody do cvičení "Modelování proudění" - CFX* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2009 [cit. 2017-05-03]. ISBN 978-80-248-2050-7.
- [20] *Ansys CFX* [online]. 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-CFX>
- [21] *Analýzátor URAS 26* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://shop.flsmidth.com/shop/analyser-uras-26-139990p.html>
- [22] *Elektromagnetický průtokoměr Optiflux 5300* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.insteng.co.uk/products/flow/magnetic-flow-meters/krohne-optiflux-5300-electromagnetic-flow-sensor/>
- [23] *Ústředna MS6R* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.cometsystem.cz/produkty/reg-MS6R>
- [24] KOLAT, Pavel. *Přenos tepla a hmoty*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1986, 266 s.

[25] Universální měřicí přístroj ALMEMO 2690-8A. *Ahlborn* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.cz/pristroje/dataloggery-almemo/almemo-2690-8a-datalogger-s-5-univerz-mericimi-vstupy.html>

[26] Anemometrická vrtulková sonda. *Ahlborn* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.cz/pristroje/jednoucelove-merici-pristroje/anemometry/anemometr-almemo-2590-2a-se-sondou.html>

[27] Magneticko-indukční průtokoměry. *Krohne* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://cz.krohne.com/cs/vyrobky/mereni-prutoku/magneticko-indukcni-prutokomery/prehled/>

[28] *Součinitele ozáření* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/tc3/Radiation%20View%20factors.pdf>

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. č. 2.1: Porovnání nákladů na vytápění při spotřebě 65 GJ ročně [4]
- Obr. č. 3.1: Prvkové složení hořlaviny různých paliv [1]
- Obr. č. 3.2: Složení uhlí, zdánlivá a skutečná hořlavina [5]
- Obr. č. 4.1: Prohořivací kotel [7]
- Obr. č. 4.2: Kotel se spodním odhoříváním [7]
- Obr. č. 4.3: Zplyňovací kotel [7]
- Obr. č. 4.4: Schéma automatického kotle na uhlí [1]
- Obr. č. 6.1: Průběh spektrální intenzity záření dokonale černého tělesa [11]
- Obr. č. 7.1: Hercules U28 (5-ti článkový) [14]
- Obr. č. 7.2: Hlavní rozměry kotle [15]
- Obr. č. 7.3: Kotlové těleso
- Obr. č. 7.4: Kotlové těleso – zadní strana
- Obr. č. 7.5: Přívod veškerého vzduchu do kotle (I. – primár, II. – sekundár, III. – terciál)
- Obr. č. 7.6: Řez kotlem
- Obr. č. 7.7: Řez kotlem – Boční trysky pro odvod plamene
- Obr. č. 9.1: Střední článek kotle bez dvou teplosměnných přepážek
- Obr. č. 9.2: Tvar plamene ve spalinové komoře
- Obr. č. 9.3: Měření teplot ve spalinové komoře pomocí termočlánků
- Obr. č. 9.4: Schéma rozvržení děr pro termočlánky
- Obr. č. 9.5: Výstup plamene a terciálního vzduchu
- Obr. č. 9.6: Měřicí tratě vzduchu – počáteční měření
- Obr. č. 9.7: Odběrové místo spalin
- Obr. č. 9.8: Model spalinové komory
- Obr. č. 9.9: Síťování spalinové komory
- Obr. č. 9.10: Vstupy a výstupy
- Obr. č. 9.11: Proudění médií ve spalinové komoře
- Obr. č. 9.12: Teplotní pole v řezech spalinovou komorou
- Obr. č. 10.1: Keramická tryska
- Obr. č. 10.2: Vyvložkování spalinové komory
- Obr. č. 10.3: Modifikovaný přívod terciálního vzduchu
- Obr. č. 10.4: Řez spalinovou komorou (po úpravě)
- Obr. č. 10.5: Navržená úprava pro počáteční měření
- Obr. č. 10.6: Přívod terciálního vzduchu
- Obr. č. 10.7: Vlnovcová trubka

- Obr. č. 10.8: Modifikace růžice primárního vzduchu
- Obr. č. 10.9: Tvar plamene ve spalinové komoře (po úpravě)
- Obr. č. 10.10: Schéma rozvržení děr pro termočlánky (po úpravě)
- Obr. č. 10.11: Měřicí tratě vzduchu (po úpravě)
- Obr. č. 10.12: Displej analyzátoru ABB AO 2020
- Obr. č. 10.13: Průběh měření
- Obr. č. 10.14: Model spalinové komory
- Obr. č. 10.15: Sítování spalinové komory
- Obr. č. 10.16: Vstupy a výstupy
- Obr. č. 10.17: Proudění médií ve spalinové komoře
- Obr. č. 10.18: Proudění médií ve spalinové komoře
- Obr. č. 10.19: Proudění médií – původní stav (vlevo), modifikovaný stav (vpravo)
- Obr. č. 10.20: Teplotní pole v řezech spalinovou komorou
- Obr. č. 10.21: Porovnání teplot – původní stav (vlevo), modifikovaný stav (vpravo)
- Obr. č. 11.1: Analyzátor ABB AO 2020 [21]
- Obr. č. 11.2: Průtokoměr Krohne Optiflux 5300 [22]
- Obr. č. 11.3: Měřicí ústředna Comet MS6R [23]
- Obr. č. 11.4: Dataloger Ahlborn Almemo 2690 – 8A [25]
- Obr. č. 11.5: Anemometr Ahlborn [26]
- Obr. č. 12.1: Průběh 5. měření

SEZNAM TABULEK

- Tabulka č. 2.1: Základní rozdělení paliv [2]
- Tabulka č. 2.2: Složení tuhých paliv před a po vysušení [2]
- Tabulka č. 2.3: Základní vlastnosti ELTO [2]
- Tabulka č. 6.1: Kriteriační rovnice přestupu tepla konvekcí [11]
- Tabulka č. 6.2: Hodnoty konstant (c , n) v závislosti na Gr.Pr [11]
- Tabulka č. 7.1: Rozměry, technické parametry kotle [15]
- Tabulka č. 7.2: Technické parametry – palivo hnědé uhlí [15]
- Tabulka č. 7.3: Hlavní rozměry kotle [15]
- Tabulka č. 9.1: Průměrné hodnoty naměřených teplot
- Tabulka č. 9.2: Naměřené hodnoty rychlostí vzduchu
- Tabulka č. 9.3: Průměrné hodnoty emisí (původní stav)
- Tabulka č. 9.4: Chemické složení paliva (původní) [17]
- Tabulka č. 9.5: Chemické složení paliva (přepočtené)
- Tabulka č. 9.6: Okrajové podmínky – spaliny
- Tabulka č. 9.7: Okrajové podmínky – vzduch
- Tabulka č. 9.8: Okrajové podmínky – SK
- Tabulka č. 10.1: Průměrné hodnoty naměřených teplot (po úpravě)
- Tabulka č. 10.2: Naměřené hodnoty rychlostí vzduchu (po úpravě)
- Tabulka č. 10.3: Průměrné hodnoty emisí (původní stav)
- Tabulka č. 10.4: Okrajové podmínky – spaliny
- Tabulka č. 10.5: Okrajové podmínky – vzduch
- Tabulka č. 10.6: Okrajové podmínky – SK

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Měření č. 1

Příloha č. 2: Měření č. 4

Příloha č. 3: Měření č. 5

Příloha č. 4: Měření č. 7

Příloha č. 5: Měření č. 9

Příloha č. 6: Měření č. 10

Příloha č. 7: Měření č. 12

Příloha č. 8: Měrná tepelná kapacita plynů za stálého tlaku [12]

Příloha č. 9: Měrná tepelná kapacita vzduchu [12]

Příloha č. 10: Hustota a tepelná vodivost kovů a slitin [12]

Příloha č. 11: Fyzikální vlastnosti spalín při tlaku 101 325 Pa objemové koncentrace složek: 13 % CO₂, 11 % H₂O, 76 % N₂ [12]

Příloha č. 12: Diagram pro určení emisivity oxidu uhličitého v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy [12]

Příloha č. 13: Diagram pro určení emisivity vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy [12]

Příloha č. 14: Graf korekčního součinitele β

Příloha č. 15: Tabulka pro určení součinitele pro krátké trubky – laminární proudění [12]

Příloha č. 16: Výkres sestavy – Rozložená sestava

Příloha č. 17: Výkres sestavy – Svařenec terciálu

Příloha č. 18: Výkres – Tryska - přední

Příloha č. 19: Výkres – Tryska - střední

Příloha č. 20: Výkres – Tryska - zadní

Příloha č. 21: Výkres – Keramika - horní

Příloha č. 22: Výkres – Keramika - pravá spodní

Příloha č. 23: Výkres – Keramika - střední s drážkou

Příloha č. 24: Výkres – Keramika - střední s perem

Příloha č. 25: Výkres – Keramika - strop

Příloha č. 26: Výkres – Terciál - delší trubka

Příloha č. 27: Výkres – Terciál - kratší trubka

Příloha č. 28: Výkres – Uzávěr trubky

Příloha č. 29: Výkres – Držák terciálu